



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA CHEMICKÁ**

FACULTY OF CHEMISTRY

**ÚSTAV CHEMIE MATERIÁLŮ**

INSTITUTE OF MATERIALS SCIENCE

**VÝMĚNA TEPLA V TRUBKOVÝCH VÝMĚNÍCÍCH**

HEAT TRANSFER IN THE TUBULAR EXCHANGERS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Petr Horvát**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**prof. Ing. Tomáš Svěrák, CSc.**

**BRNO 2019**

## Zadání diplomové práce

Číslo práce: FCH-DIP1175/2017  
Ústav: Ústav chemie materiálů  
Student: **Bc. Petr Horvát**  
Studijní program: Chemie, technologie a vlastnosti materiálů  
Studijní obor: Chemie, technologie a vlastnosti materiálů  
Vedoucí práce: **prof. Ing. Tomáš Svěrák, CSc.**  
Akademický rok: 2018/19

### Název diplomové práce:

Výměna tepla v trubkových výměnících

### Zadání diplomové práce:

Literární rešerše o výpočtu tepelných trubnatých výměníků.

Výpočet a experimenty na dvou poloprovozních trubnatých výměnících s teplosměnnou plochou různé kvality.

Vyhodnocení experimentů a výpočtu.

### Termín odevzdání diplomové práce: 10.5.2019

Diplomová práce se odevzdává v děkanem stanoveném počtu exemplářů na sekretariát ústavu. Toto zadání je součástí diplomové práce.

-----  
Bc. Petr Horvát  
student(ka)

-----  
prof. Ing. Tomáš Svěrák, CSc.  
vedoucí práce

-----  
doc. Ing. František Šoukal, Ph.D.  
vedoucí ústavu

V Brně dne 31.1.2019

-----  
prof. Ing. Martin Weiter, Ph.D.  
děkan

## ABSTRAKT

Stěžejním tématem práce jsou trubkové tepelné výměníky a jejich aplikace v chladicích procesech. Teoretická část práce se zabývá jednak mechanismy přenosu tepla, ale především pozicí, konstrukcí problematikou a zejména výpočty trubkových výměníků tepla. V experimentální části práce je zkoumán prostup tepla na poloprovozních trubkových výměnících s přepážkami s teplosměnnou plochou ze skla a karbidu křemíku při chlazení vlhkého vzduchu 50% propylenglykolem proudícím v trubkách. Pro čtyři až pět laminárních průtoků chladicí kapaliny a tři průtoky vzduchu v přechodové oblasti byly měřeny vstupní a výstupní teploty proudů a relativní vlhkost vzduchu. Rozdíly v prostoupeném teple byly mezi výměníky kvůli nízkému součiniteli přestupu tepla pro vzduch zanedbatelné, přestože má karbid křemíku o dva řády lepší tepelnou vodivost než sklo. Karbidový výměník vykazoval mnohem vyšší účinnost, neboť rozdíl výstupní teploty vzduchu a vstupní teploty kapaliny byl u skleněného výměníku o polovinu větší. To se projevilo snížením hodnoty středního teplotního rozdílu, což mělo za následek o 16 % vyšší experimentální hodnoty součinitele prostupu tepla oproti skleněnému výměníku. Teoretický výpočet s využitím  $j$  faktoru, korekčních faktorů na přepážky ve výměníku a korekce na kondenzaci vlhkosti se ukázal jako vhodný. Experimentálními hodnotám u skleněného výměníku odpovídal při nejvyšších průtocích vzduchu, při nižších průtocích poskytoval mírně vyšší hodnoty součinitele prostupu tepla. U karbidového výměníku model nedokázal reagovat na sníženou hodnotu středního teplotního rozdílu a poskytoval nižší hodnoty součinitele prostupu tepla. Výsledky rovněž hodnotí ztráty opláštěním výměníku a teplo prostoupené navíc vlivem kondenzace vlhkosti.

## ABSTRACT

Shell and tube heat exchangers and their use in cooling processes are the major topic of this thesis. The theoretical part of the thesis starts with the mechanisms of heat transfer and then deals with shell and tube heat exchangers. Their position, design specifications and equations for calculations are given. In the experimental part, the heat transfer on semi-operating shell and tube heat exchangers with baffles and glass or silicon carbide heat exchange surface is examined by cooling the humid air by 50% propylene glycol in tubes. For four or five coolant flows and three airflows, input and output flow temperatures including relative air humidity were measured. Differences in exchanged heat between the exchangers were negligible due to the low local air heat transfer coefficient, although silicon carbide has two orders of magnitude better thermal conductivity than glass. Much higher efficiency was performed by the carbide heat exchanger because the difference between air outlet temperature and liquid inlet temperature was one and half times higher for the glass heat exchanger. That was reflected in a decrease in mean temperature difference, which resulted in a 16 % higher experimental heat transfer coefficient compared with the glass surface. The theoretical model using the  $j$  factor, the correction factors for the baffles, and the correction for air humidity condensation have proven to be appropriate. For the glass surface, for the highest air flow rates the model gives an appropriate heat-transfer coefficient; at lower flow rates it gives slightly higher values. For the silicon carbide surface, it gives a lower heat-transfer coefficient because the model failed to consider a lower mean temperature difference. The results also evaluate the heat loss through the shell and the heat exchanged in addition by air humidity condensation.

## KLÍČOVÁ SLOVA

trubkový výměník tepla, přenos tepla, chlazení, kondenzace vlhkosti, přepážky

## KEYWORDS

shell and tube heat exchanger, heat transfer, cooling, humidity condensation, baffles

## CITACE TIŠTĚNÉ PRÁCE

HORVÁT, Petr. *Výměna tepla v trubkových výměnících*. Brno, 2019.

Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/105984>. Diplomová práce.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, Ústav chemie materiálů.

Vedoucí práce Tomáš Svěrák.

## CITACE ELEKTRONICKÉHO ZDROJE

HORVÁT, Petr. *Výměna tepla v trubkových výměnících* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-10].

Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/105984>. Diplomová práce.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, Ústav chemie materiálů.

Vedoucí práce Tomáš Svěrák.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a že všechny použité literární zdroje jsem správně a úplně citoval. Diplomová práce je z hlediska obsahu majetkem Fakulty chemické VUT v Brně a může být využita ke komerčním účelům jen se souhlasem vedoucího diplomové práce a děkana FCH VUT.

.....  
podpis studenta

# OBSAH

1 Úvod.....	7
2 Teoretická část.....	8
2.1 Mechanismy přenosu tepla.....	8
2.1.1 Přenos tepla vedením.....	8
2.1.2 Přenos tepla prouděním.....	8
2.1.3 Přenos tepla sáláním.....	8
2.2 Postavení trubkových výměníků tepla.....	9
2.3 Konstrukce trubkových výměníků tepla.....	9
2.3.1 Teplotní objemová roztažnost konstrukčních materiálů.....	9
2.3.2 Zvyšování účinnosti výměny tepla.....	11
2.3.3 Uspořádání proudů tekutin.....	11
2.4 Výpočty trubkových tepelných výměníků.....	11
2.4.1 Celková bilance tepelného výměníku.....	12
2.4.2 Součinitel prostupu tepla válcovou stěnou.....	13
2.4.3 Součinitel přestupu tepla.....	13
2.4.3.1 Bezrozměrná podobnostní kritéria.....	13
2.4.3.2 Výpočet z bezrozměrných podobnostních kritérií.....	14
2.4.3.3 Výpočet pomocí $j$ faktoru.....	15
2.4.3.4 Výpočet při varu kapaliny.....	19
2.4.3.5 Výpočet při kondenzaci plynu.....	20
2.4.3.6 Výpočet při kondenzaci vzdušné vlhkosti.....	20
2.4.4 Tepelné ztráty.....	21
2.4.5 Hodnocení účinnosti tepelných výměníků.....	21
3 Experimentální část.....	22
3.1 Uspořádání měřicí soustavy.....	22
3.1.1 Tepelný výměník.....	22
3.1.1.1 Borosilikátové sklo.....	22
3.1.1.2 Karbid křemičitý.....	24
3.1.1.3 Výpočet geometrických parametrů.....	24
3.1.2 Chladicí kapalina.....	26
3.1.2.1 Vlastnosti.....	26
3.1.2.2 Měření teploty a její regulace.....	26
3.1.2.3 Měření průtoku a jeho regulace.....	27
3.1.3 Chlazený vzduch.....	28
3.1.3.1 Vlastnosti.....	28
3.1.3.2 Měření teploty, tlaku a vlhkosti.....	28
3.1.3.3 Měření průtoku a jeho regulace.....	29
3.2 Průběh experimentu.....	29
3.3 Vyhodnocení experimentálních dat.....	29
3.3.1 Součinitel prostupu tepla dle naměřených údajů pro kapalinu.....	30
3.3.2 Součinitel prostupu tepla dle naměřených údajů pro vzduch.....	30

3.3.2.1 Teplo odebrané zkondenzované vzdušné vlhkosti .....	30
3.3.2.2 Teplo odebrané vzduchu.....	31
3.3.2.3 Teplo odebrané z místnosti.....	31
3.3.2.4 Součinitel prostupu tepla .....	32
3.3.3 Součinitel prostupu tepla dle teoretického výpočtu.....	32
3.3.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně kapaliny .....	32
3.3.3.2 Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu.....	33
3.3.3.3 Součinitel prostupu tepla .....	34
4 Výsledky a diskuze.....	35
4.1 Střední teplotní rozdíl a součinitel prostupu tepla dle naměřených údajů pro kapalinu.....	35
4.2 Vzdušná vlhkost a její kondenzace .....	35
4.3 Odhad tepelných ztrát.....	36
4.4 Součinitel přestupu tepla pro vzduch a kapalinu .....	36
4.5 Součinitel prostupu tepla .....	38
4.6 Výstupní teplota vzduchu a účinnost výměníku.....	40
5 Závěr.....	42
6 Seznam použitých zdrojů .....	43
7 Seznam použitých symbolů.....	45
8 Přílohy .....	48

# 1 ÚVOD

Stěžejním tématem práce jsou trubkové tepelné výměníky, zařízení užívaná v průmyslu pro zprostředkování výměny tepla mezi tekutinami. Obvykle se tepelná výměna uskutečňuje při teplotách vyšších, než jsou běžné provozní podmínky. Práce se však zaměřuje na výměnu tepla při teplotách nižších. Princip funkce tepelných výměníků je v obou případech shodný, mění se však pohled na tepelné ztráty, kterým se míní nežádoucí přístup tepla k médiím namísto jeho nežádoucího úniku.

Cílem teoretické části je po uvedení do problematiky přenosu tepla a tepelných trubkových výměníků poskytnout vztahy užívané při výpočtech, čehož bude dále využíváno ve výpočetní části experimentální části práce. Práci tedy zahajuje kapitola zabývající se mechanismy přenosu tepla, na kterých je založen princip tepelných výměníků. Pro pochopení dějů probíhajících v tepelných výměnících je tedy nutné se nejprve zabývat touto problematikou. Následuje kapitola uvozující trubkové výměníky do kontextu tepelných výměníků a kapitola seznamující s problematikou trubkových výměníků. Tyto kapitoly jsou důležité pro pochopení významu a principu trubkových výměníků. Druhou část teoretické části představuje rozsáhlá kapitola zabývající se problematikou výpočtů trubkových tepelných výměníků. Nachází se zde velké množství vztahů pro různé situace, přičemž značná část z nich má empirický charakter. Z tohoto důvodu mají často omezenou platnost různými podmínkami, případně existují pro různé podmínky různé vztahy pro výpočet téže veličiny. Před použitím vztahů z této kapitoly je tedy vhodné pro zjištění podmínek platnosti prostudovat celou podkapitolu obsahující daný vztah. Symboly použité ve vzorcích jsou pak vysvětleny v samostatném oddíle na konci práce, a to včetně udání jednotek těchto veličin.

Experimentální část se zabývá studiem výměny tepla při chlazení vlhkého vzduchu chladicí kapalinou poloprovozním trubkovým výměníkem. Cílem je jednak porovnání vlivu kvality teplosměnné plochy na výměnu tepla, ale i zhodnocení relevantnosti teoretického modelu vůči experimentálním hodnotám. Úvod experimentální části, který je věnován popisu aparatury, na které bylo měření provedeno, je rozdělen na tři podkapitoly. První se věnuje použitým tepelným výměníkům, zejména vlastnostem teplosměnných ploch a geometrickým parametřům. Druhá a třetí podkapitola se věnuje teplosměnným médiím – podává informace o jejich fyzikálních vlastnostech a způsobu měření a regulace jednotlivých veličin v průběhu experimentu. Následuje popis způsobu měření a delší kapitola, ve které je detailně rozebrán postup vyhodnocení experimentálních dat, který byl následně v Excelu aplikován na všechna experimentální data. Pro názornost je předveden výpočet pro vybranou sadu naměřených dat. Z důvodu velkého počtu vyhodnocovacích kroků, se kterými souvisí větší množství mezivýsledků, bylo vyhodnocení pro přehlednost rozděleno do několika podkapitol. Získané výsledky tímto vyhodnocením jsou pro svou objemnost obsaženy v příloze. Ve výsledkové části práce jsou vyhodnocené výsledky graficky prezentovány a diskutovány.

## 2 TEORETICKÁ ČÁST

### 2.1 Mechanismy přenosu tepla

Přenos energie ve formě tepla se uskutečňuje vedením (kondukcí), prouděním (konvekci) nebo sáláním (radiací). Tepelné výměníky jsou založeny na principu využití přenosu tepla vedením a prouděním.

#### 2.1.1 Přenos tepla vedením

Vedení se uplatňuje ve všech skupenstvích. V případě pevných látek je vedení jedinou možností, jak uskutečnit přenos tepla [1, s. 141]. U tekutin je význam vedení největší v těsné blízkosti fázových rozhraní [1, s. 156]. Vedení tepla se odehrává na molekulární úrovni, principem je předávání kinetické energie mezi částicemi látky [2, s. 315]. Míra ochoty materiálů přenášet teplo vedením je vyjádřena tepelnou vodivostí, která je důležitým parametrem teplosměnných ploch výměníků. Součinitel tepelné vodivosti materiálů závisí kromě chemického složení a struktury materiálu i na jeho teplotě [3, s. 9]. Tepelný tok teplosměnnou plochou výměníku lze vypočítat z Fourierova zákona (záporné znaménko udává, že se tok tepla uskutečňuje proti směru vzrůstu teploty),

$$q = -\lambda \cdot \frac{t_{w2} - t_{w1}}{r_2 - r_1} \quad [1, \text{s. } 141]. \quad (1)$$

#### 2.1.2 Přenos tepla prouděním

Přenos tepla prouděním spočívá ve vzájemném pohybu částic látky. Tepelná energie se na rozdíl od vedení přenáší společně s částicí, které tato energie přísluší. Proudění je tedy možné pozorovat pouze u tekutin (kapalin a plynů) a pouze v rámci jedné fáze. Proudění zde bývá ve srovnání s vedením o jeden až dva řády intenzivnější [2, s. 316]. Mechanismus přenosu tepla prouděním je u tekoucích tekutin odrazem charakteru tohoto toku [1, s. 317], který můžeme posoudit na základě Reynoldsova čísla, bezrozměrného podobnostního kritéria,

$$\text{Re} = \frac{du\rho}{\eta} \quad [1, \text{s. } 19]. \quad (2)$$

Když je Reynoldsovo číslo menší než 2 300, charakter toku je laminární. Kapalina teče ve vrstvách a přenos tepla probíhá difúzním (gradientovým) mechanismem stejně jako v případě stojaté tekutiny. Hnací silou je rozdíl intenzivních veličin (např. hustoty) a hovoříme o volném proudění [1, s. 19, 137].

Nabyde-li Reynoldsovo číslo větších hodnot než 2 300, laminární charakter toku je narušen vznikajícími víry. Tato oblast se označuje jako přechodová. Zcela turbulentní (vírový) tok nastává nad hodnotou  $\text{Re} = 10\,000$ . Přenos tepla v těchto případech toku tekutiny probíhá konvektivním mechanismem. Hnací silou je makroskopický pohyb částic prostředí vyvolaný působením vnějších sil, a tak hovoříme o nuceném proudění. Konvektivní mechanismus se však vyskytuje i při laminárním charakteru toku, a to často i ve větší míře než mechanismus difúzní [1, s. 19, 137].

#### 2.1.3 Přenos tepla sáláním

Přenos tepla sáláním je uskutečňován prostřednictvím infračervené složky elektromagnetického záření (tj. vlnové délky 0,8 až 400  $\mu\text{m}$ ). Jedná se tedy o jedinou možnost, jak přenášet teplo ve vakuu. Maximální tepelný tok, který může těleso vyzařovat, je dán Stefan-Boltzmanovým zákonem,

$$q = \sigma \cdot T^4 \quad [1, \text{s. } 167]. \quad (3)$$

Jak je ze vztahu (3) patrné, význam sálání rychle narůstá s rostoucí teplotou látek. Výpočty tepelných výměníků se však v oblasti „nizkých teplot“, což v chemicko-inženýrské praxi znamená teploty obvykle pod 60 °C, sáláním obvykle nezabývají. Sálání je však jedním ze základních způsobů přenosu tepla při zpracování materiálu při teplotách nad 800 °C, kdy je složka infračerveného záření dominantní. Sálání je rovněž principem infračervených kamer, které zobrazují teplotu povrchu a nacházejí tak uplatnění při kontrolách a odstraňování problémů a poruch v provozech nejen s tepelnými výměníky.



## 2.2 Postavení trubkových výměníků tepla

Tepelný výměník je procesní zařízení sloužící k uskutečnění výměny tepelné energie mezi tekutinami. Uplatnění nachází při chlazení, mražení, ohřívání, vypařování, kondenzaci, sublimaci či krystalizaci. Výměníky mají v technologických procesech důležitou roli, často jsou instalovány s úmyslem recyklovat tepelnou energii, což má velmi příznivý ekonomický i ekologický dopad. Principem výměníků tepla je přestup tepla z teplejší tekutiny k fázovému rozhraní a z fázového rozhraní do chladnější tekutiny. Obvykle mezitím dochází k vedení tepla stěnou. Souhrnně se jednotlivé přestupy tepla v součtu s případným vedením tepla stěnou nazývají prostup tepla [2, s. 346].

Podle principu výměny tepla mezi proudy se výměníky dělí na rekuperační, regenerační, směšovací a výměníky s tepelnými trubicemi. V průmyslu nejčastěji se vyskytující rekuperační výměníky jsou založeny na principu prostupu tepla z teplého proudu přes pevnou stěnu do studeného proudu. Rekuperační výměníky, mezi které se řadí trubkové (svazkové) výměníky, většinou pracují kontinuálně. Řadí se mezi ně i méně efektivní, avšak jednodušší výměníky typu trubka v trubce, deskové výměníky užívané pro viskózní tekutiny či zpravidla diskontinuálně pracující kotlové výměníky (duplikátory). Význam mají i regenerační výměníky, ve kterých se sdílí teplo nepřímě. Teplo v nich přestupuje z teplejší tekutiny do látky s vysokou tepelnou kapacitou (tepelného akumulátoru). Následně dochází k přestupu tepla z této látky přes tutéž plochu do chladnější tekutiny. Výměnu tepla lze v regeneračních výměnících realizovat v periodickém uspořádání (střídání teplých a studených proudů), ale i v kontinuálním uspořádání (přesun tepelného akumulátoru mezi jednotlivými proudy). U regeneračních výměníků však na rozdíl od rekuperačních nenastává ustálený tepelný tok. Principem směšovacích výměníků tepla je přímý kontakt nemísitelných látek rozdílné teploty, a tak je sporné, jestli lze tato zařízení vůbec označovat jako tepelné výměníky. Výměníky s gravitačními tepelnými trubicemi využívají vysokého součinitele přestupu tepla při varu a kondenzaci. Principem jsou podobné rekuperačním výměníkům, místo jedné stěny se teplo přenáší dvěma stěnami a tekutinou, která mění své skupenství [3, s. 10–11].

Trubkové výměníky tepla nachází uplatnění jako kondenzátory, chladiče, vařiče a ohříváče, přičemž jejich nejvýhodnější použití je při fázové přeměně. Kondenzace se uskutečňuje obvykle vně trubek. Var probíhá naopak obvykle uvnitř trubek, přičemž je výměník ve vertikální poloze [2, s. 348–349]. Používají se pro aplikace od vakua po tlaky sahající ke 40 MPa za teplot v rozmezí od  $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$  [4].

## 2.3 Konstrukce trubkových výměníků tepla

Prostup tepla se v případě trubkových výměníků realizuje přes válcovou stěnu trubek. Okraj výměníku, ve kterém dochází k rozdělení proudu přitékající tekutiny do svazku trubek, se označuje jako hlava. Stejně označení se používá i pro místo, ve kterém se tekutina ze svazku trubek po uskutečnění výměny tepla sleje do společného proudu. Hlava bývá často odnímatelná, aby bylo možné zpřístupnit trubky výměníku pro mechanické čištění [4].

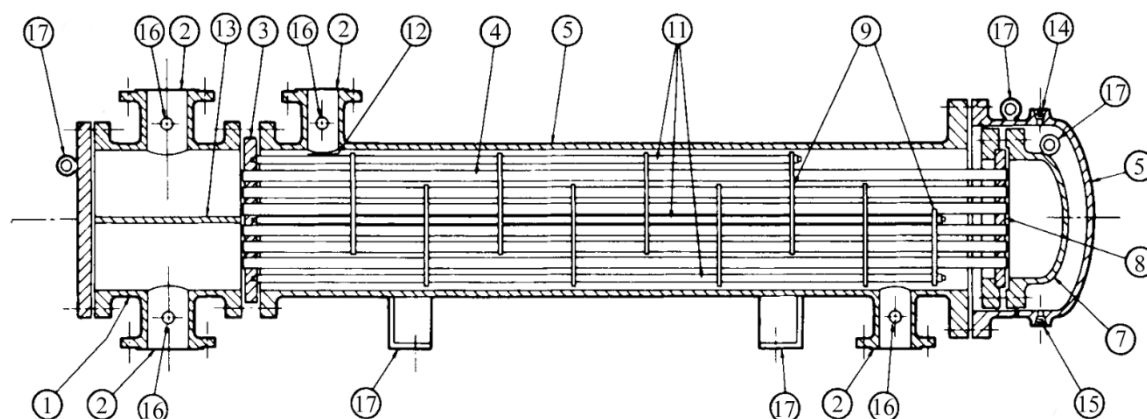
Trubky výměníku mohou být buď bezešvé (vyrábí se vytlačováním, resp. extruzí) nebo svařované (vyrábí se válcováním a svařováním), které představují levnější a méně kvalitní řešení. Trubky bývají obvykle rovné, avšak pro některé aplikace se vyrábí i kroucené či vinuté trubky, které při nich zajišťují lepší přenos tepla. Nejčastější průměry trubek jsou 0,625 palce, 0,75 palce a 1 palec (2,54 cm). Menší průměry trubek se totiž obtížněji mechanicky čistí, větší průměry způsobují menší tlakové ztráty [4].

V případě, že používáme výměník tepla ke kondenzaci páry v mezitrubkovém prostoru a požadujeme, aby zkondenzovala veškerá pára, je nutné výměník opatřit odlučovačem kondenzátu [2, s. 349].

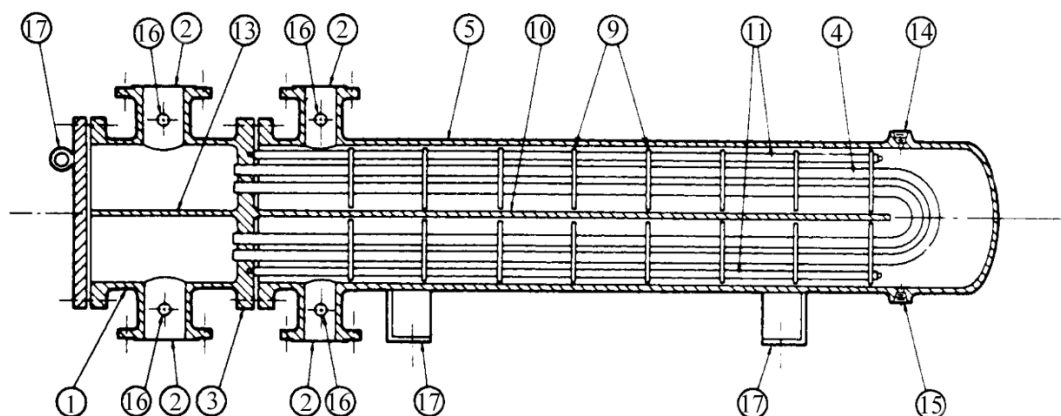
### 2.3.1 Teplotní objemová roztažnost konstrukčních materiálů

Problémy s teplotní roztažností konstrukčních materiálů se u výměníku řeší zpravidla třemi způsoby. První možností je zkonstruování plovoucí hlavy, ve které trubky nejsou spojeny s opláštěním pevným spojem (viz obr. 1). Materiál se tak při tepelném zatěžování může roztahovat či smršťovat [1, s. 185]. Druhou možností je použití U-trubek, jedna strana výměníku je pak bez hlavy (viz obr. 2). Nevýhodou je složitější výroba, čištění či výměna trubek [2, s. 149]. Třetí možností je použití vlnového kompenzátoru (viz obr. 3). Na opláštění se nachází vlna, která díky své pružnosti snižuje napětí vzniklé tepelným

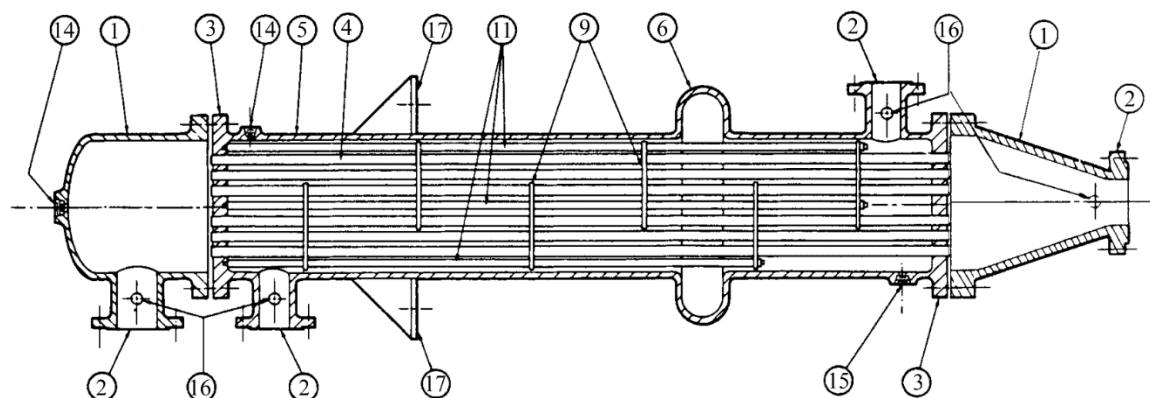
namáháním. Řešení však není vhodné pro vysokotlaké aplikace a velké průměry plášťů. Možné je i problém s teplotní roztažností při konstrukci neřešit. Aby pak nedošlo k poškození výměníku, je při provozu nutné zajistit malé teplotní rozdíly teplosměnných médií [5, s. 11-37].



Obr. 1: Trubkový výměník s plovoucí hlavou: hlava (1), přítok nebo odtok tekutiny (2), trubkovnice (3), trubka (4), opláštění (5), plovoucí hlava (7), plovoucí trubkovnice (8), segmentová přepážka (9), těsnicí tyč (11), nárazová deska (12), dělicí deska (13), odvzdušňovací ventil (14), odvod kondenzátu (15), měřicí čidla (16), upevnění výměníku (17) [5, s. 11-37]



Obr. 2: Trubkový výměník s U-trubkami: hlava (1), přítok nebo odtok tekutiny (2), trubkovnice (3), U-trubka (4), opláštění (5), segmentová přepážka (9), podélná přepážka (10), těsnicí tyč (11), dělicí deska (13), odvzdušňovací ventil (14), odvod kondenzátu (15), měřicí čidla (16), upevnění výměníku (17) [5, s. 11-38]



Obr. 3: Trubkový výměník s vlnovým kompenzátorem: hlava (1), přítok nebo odtok tekutiny (2), trubkovnice (3), trubka (4), opláštění (5), vlnový kompenzátor (6), segmentová přepážka (9), těsnicí tyč (11), odvzdušňovací ventil (14), odvod kondenzátu (15), měřicí čidla (16), upevnění výměníku (17) [5, s. 11-37]

### 2.3.2 Zvyšování účinnosti výměny tepla

Pro lepší efektivitu výměny tepla je možné využít žebrování. Zvětšení teplosměnné plochy se provádí obvykle na vnější straně trubek. Cílem je zvětšit teplosměnnou plochu na straně tekutiny s výrazně nižším součinitelem přestupu tepla. Žebrování může být podélné, příčné či vinuté [4].

Ke zvýšení účinnosti výměny tepla se v případě viskózních kapalin či za podmínek laminárního toku užívají vložky instalované zpravidla uvnitř trubek. Vložky narušují laminární charakter toku tekutiny, čímž navozují účinnější mechanismus přenosu tepla [4].

Zefektivnění výměny tepla je rovněž jedním z důvodů, proč se do mezitrubkového prostoru instalují přepážky – dochází ke změně směru toku tekutiny. Důležitou funkcí přepážky je rovněž podírat trubky, zamezovat vibracím a udržovat jejich vzájemnou vzdálenost. Nejčastěji se používají přepážky segmentové, které optimálně zaujímají tři čtvrtiny průměru výměníku. Strana odřezání úseče se pravidelně střídá. Větší či menší přepážky mají za následek neefektivní proudění tekutiny s velkými víry, za přepážkami snáze vznikají zóny bez proudění a dochází i k větším tlakovým ztrátám. Vzdálenost mezi přepážkami má společně s rozměry přepážek vliv na příčnou rychlost proudění, výměnu tepla a tlakové ztráty. U horizontálních výměníků je důležitá orientace řezu přepážky. Nastává-li na vnějším povrchu trubek kondenzace, je vhodné mít řez orientovaný vertikálně, aby byl zajištěn plynulý odtok kondenzátu. V případě výměny tepla bez fázové přeměny je vhodné orientovat řez horizontálně. Vlivem rozdílné hustoty tekutiny v závislosti na teplotě se totiž může tvořit teplotní rozdíl tekutiny ve svrchní a spodní části výměníku. Horizontálně orientované řezy přepážek pomáhají tento nežádoucí jev eliminovat [4].

### 2.3.3 Uspořádání proudů tekutin

Základní konfigurace výměníků je souproudá a protiproudá. Souproudé se využívá méně často, na vstupu tekutin do výměníku je teplotní gradient maximální a na výstupu pak minimální. Uplatnění nachází v aplikacích, ve kterých je výhodná co nejefektivnější výměna tepla krátce po vstupu tekutin do výměníku, tedy v případech, ve kterých je pro další výměnu tepla výhodné změnit vlastnosti tekutiny významně závislé na teplotě. Nejčastěji se jedná o viskozitu, jejíž snížením se sníží tlakové ztráty a podpoří se vznik turbulentního režimu. Protiproudé uspořádání poskytuje oproti souproudému vyšší hodnoty středního logaritmického teplotního rozdílu, který podporuje výměnu tepla. Rovněž rozložení teplotního gradientu mezi tekutinami po celé délce výměníku je rovnoměrnější. Možný je v této konfiguraci i ohřev chladnější tekutiny na vyšší teplotu než výstupní teplejší tekutiny [6, s. 297–299].

Často se však trubkové výměníky vyrábí se smíšeným uspořádáním proudů. Jedna tekutina v těchto případech prochází výměníkem vícekrát, což označujeme jako vícechodový tok. Vícechodový tok tekutiny uvnitř trubek se řeší dvěma způsoby. První možností je použití v kapitole 2.3.1 zmíněných U-trubek. Na vstupu pak je souproudé uspořádání, na výstupu protiproudé [2, s. 349]. Druhou možností je instalace dělicích desek do hlavy výměníku, které určí, do kterých trubek se proud tekutiny rozdělí. Vícechodový tok v tomto případě zlepšuje poměr přestoupeného tepla i tlakové ztráty. Vícechodový tok se v trubkách používá typicky v případech, kdy v nich proudí kapalina. Vícechodový tok tekutiny v mezitrubkovém prostoru se řeší zpravidla podélnými přepážkami. Uplatnění nachází zejména při důrazu na využití tepla z tekutiny v mezitrubkovém prostoru [4], pro obtížnou výrobu se však používá jen zřídka [5, s. 11-5].

Trubkový výměník s příčným uspořádáním proudů nachází uplatnění při velkých průtocích tekutiny vně trubek nebo při nutnosti efektivního ohřevu či chlazení tekutiny uvnitř trubek [2, s. 349].

## 2.4 Výpočty trubkových tepelných výměníků

V této kapitole jsou předloženy vztahy pro výpočty a navrhování trubkových výměníků, kapitola se tedy zabývá ustáleným prostupem tepla z jedné tekutiny skrz válcovou stěnu do druhé tekutiny. Výpočty tepelných výměníků se dělí na návrhové a kontrolní. U návrhových je obvykle cílem vypočítat velikost teplosměnné plochy a určit vhodný typ výměníku. Vstupními daty jsou teploty a průtoky jednotlivých tekutin. U kontrolních výpočtů je pak cílem zjistit, jak bude probíhat výměna tepla na konkrétním výměníku. Vstupními daty tedy jsou parametry výměníku, vstupní teploty a průtoky teplosměnných médií. Cílem výpočtu jsou poté výstupní teploty teplosměnných médií [1, s. 175].

### 2.4.1 Celková bilance tepelného výměníku

Tepelný tok teplosměnnou plochou výměníku lze popsat vztahem

$$\dot{Q} = \dot{G}_1 \cdot c_{p1} \cdot |t'_1 - t''_1| = k \cdot \Delta t_{\text{stř}} \cdot \pi n l \cdot (r_1 + r_2) = \dot{G}_2 \cdot c_{p2} \cdot |t'_2 - t''_2| \pm \dot{Q}_{\text{ztr.}}, \quad (4)$$

který vyjadřuje, že teplo odevzdávané či přijímané tekutinou uvnitř trubek je totožné s teplem převedeným přes teplosměnnou plochu výměníku (tj. přes stěnu  $n$  trubek) a s teplem přijímaným či odevzdávaným tekutinou v mezitrubkovém prostoru prostřednictvím trubek výměníku. Tekutina v mezitrubkovém prostoru však přijímá či odevzdává teplo i prostupem přes plášť výměníku, proto je vhodné zahrnout do bilance i tento tepelný tok. Nastane-li ve výměníku fázová přeměna tekutiny, do rovnice se přidá člen vyjadřující teplo fázové přeměny. Při aplikaci tohoto vztahu je třeba si uvědomit závislost tepelné kapacity na teplotě [1, s. 170–171].

Střední teplotní rozdíl je logaritmický střed rozdílů teplot obou proudů na obou koncích výměníku,

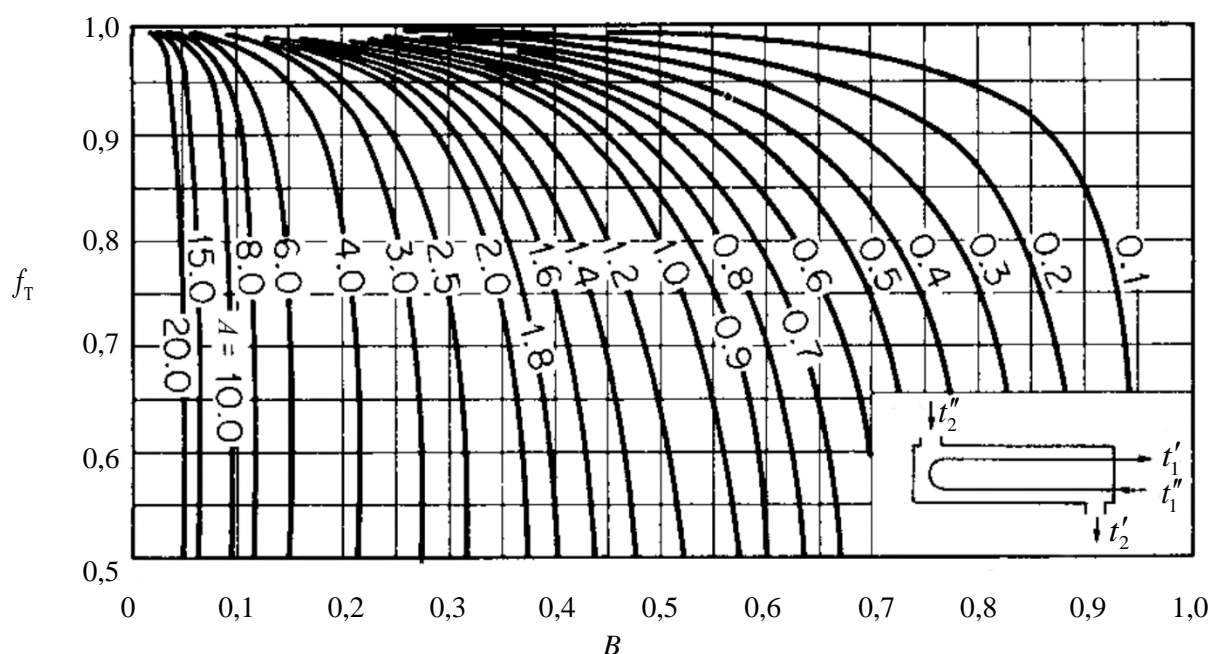
$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}. \quad (5)$$

Tento vztah je možné zjednodušit na aritmetický průměr. Pokud je při tomto zjednodušení požadována přesnost 99 %, neměl by  $\Delta t''$  převýšit  $\Delta t'$  o více než 41,7 %, pokud přesnost 98 %, tak o více než 64,2 %. Postačí-li přesnost 95 %, nemůže být  $\Delta t''$  větší o více než 122,4 % [1, s. 171–172].

Při složitějším uspořádání proudů se počítá střední teplotní rozdíl stejně, jako by se jednalo o protiproudé uspořádání, a výsledná hodnota se násobí korekčním faktorem  $f_T$ . Hodnota korekčního faktoru by neměla poklesnout pod 0,8, neboť by tato konfigurace výměníku byla neúčinná. Hodnota korekčního faktoru se určuje z grafů vzniklých na základě matematických modelů [5, s. 11-5]. Situace pro nejběžnější uspořádání, kdy má tok vně trubek jeden chod a tok uvnitř je vícechodový, je ukázána na obr. 4. Kritéria  $A$  a  $B$  se vypočtou ze vztahů

$$A = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}, \quad (6)$$

$$B = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{\text{in}}} \quad [5, \text{s. 11-6}]. \quad (7)$$



Obr. 4: Korekční faktory středního teplotního rozdílu pro tepelné výměníky s jedním chodem toku vně trubek a dvěma a více chody toku uvnitř trubek [5, s. 11-6]

## 2.4.2 Součinitel prostupu tepla válcovou stěnou

Součinitel prostupu tepla je závislý na mnoha faktorech, nelze ho tedy tabelovat a pro každý případ je třeba ho zjistit výpočtem. Součinitel prostupu tepla lze vypočítat z rovnice celkové bilance výměníku (4) nebo výpočtem ze součinitelů přestupu tepla a součinitele tepelné vodivosti materiálu teplosměnné plochy,

$$k = \frac{\frac{2}{r_1 + r_2}}{\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2}} \quad [1, \text{ s. 153}]. \quad (8)$$

Když se zanedbá zakřivení a trubka se bude považovat za rovinnou plochu, lze vztah (8) zjednodušit,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_2 - r_1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [1, \text{ s. 150}]. \quad (9)$$

## 2.4.3 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla se zjišťuje postupným výpočtem z bezrozměrných podobnostních kritérií. Alternativou pro tekutinu v mezitrubkovém prostoru opatřeném přepážkami je výpočet pomocí  $j$  faktoru zjištěného pomocí Reynoldsova čísla z graficky vyjádřené závislosti.

### 2.4.3.1 Bezrozměrná podobnostní kritéria

Pro výpočet součinitele přestupu tepla je kromě již zmíněného Reynoldsova čísla (2) potřebné vypočítat rovněž Prandtlovo číslo, které na rozdíl od kapalin u plynů na teplotě téměř nezávisí,

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}, \quad (10)$$

Grashofovo číslo,

$$\text{Gr} = \frac{d^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \Delta t_w}{\eta^2}, \quad (11)$$

a Nusseltovo číslo, ze kterého lze vyjádřit součinitel přestupu tepla,

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad [2, \text{ s. 335}]. \quad (12)$$

Značná část veličin zahrnutých v těchto vztazích závisí na teplotě, a tedy i výsledky vztahů jsou na teplotě více či méně závislé. Pro orientační výpočty výměníků se však obvykle počítá se středními hodnotami veličin. Do vztahů pro výpočty bezrozměrných kritérií se tedy dosazují fyzikální vlastnosti tekutin při jejich středních teplotách, tj. aritmetických průměrech teplot na vstupu a výstupu z tepelného výměníku. Toto zjednodušení si je třeba uvědomit při další interpretaci výsledků, neboť změna teploty tekutiny ve výměníku ani teplotní závislost fyzikálních vlastností tekutin nemusí být lineární [2, s. 335].

Charakteristickým lineárním rozměrem se rozumí vnitřní průměr trubky pro tekutinu tekoucí uvnitř trubek. Pro tok mezitrubním s  $n$  trubkami se jako charakteristický lineární rozměr uvažuje čtyřnásobek podílu protékaného průřezu a smáčeného obvodu,

$$d = \frac{d_{p1}^2 - n d_{i2}^2}{d_{p1} + n d_{i2}} \quad [2, \text{ s. 335}]. \quad (13)$$

Součinitel tepelné objemové roztažnosti je tabelovaná veličina, která je definována vztahem

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \quad [2, \text{ s. 335}]. \quad (14)$$

U plynů se však tato veličina obvykle zjišťuje výpočtem, neboť lze pro ideální plyn vztah (14) zjednodušit na reciprokovou termodynamickou teplotu,

$$\beta = \frac{1}{T} \quad [1, \text{ s. 157}]. \quad (15)$$

Vztah (12) pro výpočet Nusseltova čísla slouží k výpočtu součinitele přestupu tepla. Nusseltovo číslo je tak nutné zjistit jiným způsobem – výpočtem z empirického vztahu zahrnujícího bezrozměrná podobnostní kritéria. Mechanismy přenosu tepla jsou ovlivněny charakterem toku tekutiny, viz kapitola 2.1.2, proto existuje velké množství těchto empirických vztahů, přičemž každý platí jen za určitých podmínek.

#### 2.4.3.2 Výpočet z bezrozměrných podobnostních kritérií

V případě stojaté tekutiny, na kterou nepůsobí vnější síly (resp. jsou v rovnováze), vyvolá rozdíl teploty volné proudění. V oblasti tepelných výměníků se tato situace vyskytuje zejména v jejich okolí, vztahy pro stojatou tekutinu jsou tedy důležité pro odhad ztrát opláštěním výměníku. Nusseltovo číslo lze vypočítat ze vztahu pro válec,

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^m \quad [1, \text{s. } 158], \quad (16)$$

koeficienty  $C$  a  $m$  uvádí tabulka 1. V případě vertikálního uspořádání výměníku se jako charakteristický lineární rozměr do bezrozměrných kritérií použije délka trubek (tj. výška) místo jejich průměru. Pro výpočet bezrozměrných kritérií se používají fyzikální vlastnosti tekutiny o teplotě dané průměrem teploty stěny a teploty tekutiny v dostatečné vzdálenosti od stěny. Pro zachování přesnosti vztahů musí být zároveň splněna podmínka  $d / (l + l_0) > 35 / Gr^{0,25}$  [7, s. 11-4].

Tabulka 1: Koeficienty pro výpočet Nusseltova čísla při stojaté tekutině a chyba výpočtu při splnění podmínky  $Pr \in (0,5; 200)$  [7, s. 11-15]

$Gr \cdot Pr$	$\langle 0; 1 \cdot 10^{-2} \rangle$	$\langle 1 \cdot 10^{-2}; 5 \cdot 10^2 \rangle$	$\langle 5 \cdot 10^2; 2 \cdot 10^7 \rangle$	$\langle 2 \cdot 10^7; 1 \cdot 10^{13} \rangle$
$C$	0,5	1,18	0,54	0,135
$m$	0	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$
chyba (%)	15	15	15	8

Při provozu trubkových výměníků se teplosměnná média vlivem vnějších sil pohybují, což podporuje přenos tepla prouděním, a tedy i přestup tepla. Při laminárním proudění (viz kapitola 2.1.2) se při součinu  $Gr \cdot Pr$  větším než  $2 \cdot 10^5$  uplatňuje i volné proudění. Nusseltovo číslo je pak dáno vztahem

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \quad [1, \text{s. } 160]. \quad (17)$$

V opačném případě se výměna tepla volným prouděním zanedbává. Nusseltovo číslo lze pak za podmínek  $Re \in (13; 2\,030)$ ,  $Pr \in (0,5; 170)$ ,  $Nu > 3,65$ ,  $(l + l_0) / d \in (1; 220)$ ,  $\eta / \eta_w \in (0,004; 10)$  vypočítat s chybou asi 25 % ze vztahu

$$Nu = 1,86 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l + l_0} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}. \quad (18)$$

Pro delší trubky (tj. stabilizovaný rychlostní profil) lze získat přesnější výsledky ze vztahu

$$Nu = \left( 3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l + l_0}}{1 + 0,04 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l + l_0} \right)^{\frac{2}{3}}} \right) \cdot \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}, \quad (19)$$

který platí s chybou asi 25 % při splnění podmínek  $Re < 2\,300$ ,  $Pr \in (0,5; 170)$ ,  $\eta / \eta_w \in (0,004; 10)$ ,  $Gr \cdot Pr \cdot d / (l + l_0) > 20$  a  $(l + l_0) / d > 50$  [7, s. 11-6].

V přechodné oblasti lze vypočítat Nusseltovo kritérium pro  $\eta / \eta_w \in (0,004; 14)$ ,  $Pr \in \langle 0,5; 500 \rangle$  a  $(l + l_0) / d > 1$  ze vztahu

$$Nu = 0,116 \cdot \left( Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{l + l_0} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad [7, \text{s. } 11-7]. \quad (20)$$

U tepelných výměníků má však největší význam turbulentní oblast, protože v ní je přestup tepla nejefektivnější. Nusseltovo kritérium lze v těchto případech pro  $Pr \in \langle 0,7; 2500 \rangle$ ,  $(l + l_0)/d > 50$ , hydraulicky hladké trubky (skleněné, mosazné, měděné, plastové atp.) a teploty stěny nižší než teplota varu kapaliny vypočítat ze vztahu

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad [8, \text{s. } 97]. \quad (21)$$

Pro  $Re \leq 2 \cdot 10^6$  lze použít i vztah (20). Přesnějšího výsledku (chyba 6 %) lze dosáhnout výpočtem ze vztahu

$$Nu = \frac{0,125 \cdot f \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \sqrt{0,125 \cdot f} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}, \quad (22)$$

kde

$$f = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2} \quad [7, \text{s. } 11-7]. \quad (23)$$

Další možností je provést výpočet ze vztahu

$$Nu = 1,04 \cdot 0,0395 \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( 1 + \frac{0,8 \cdot \left( 1 + 7 \cdot 10^4 \cdot Re^{-\frac{3}{2}} \right)}{\frac{l + l_0}{d}} \right), \quad (24)$$

který využívá parametru podílu délky toku za konstantních geometrických podmínek vůči charakteristickému lineárnímu rozměru pro zohlednění ustálení toku [9].

### 2.4.3.3 Výpočet pomocí j faktoru

Prvním krokem výpočtu je i zde výpočet Reynoldsova čísla. Jako charakteristický lineární rozměr se v tomto případě pro vztah (2) volí vnější průměr trubky ( $d_{t2}$ ). Vypočtenou hodnotu Reynoldsova čísla je dále třeba korigovat tak, že se vynásobí poměrem plochy průřezu mezitrubkového prostoru ( $S_p$ ) a plochy příčného průtoku v sekci mezitrubkového prostoru ( $S_m$ ) [5, s. 11-9].

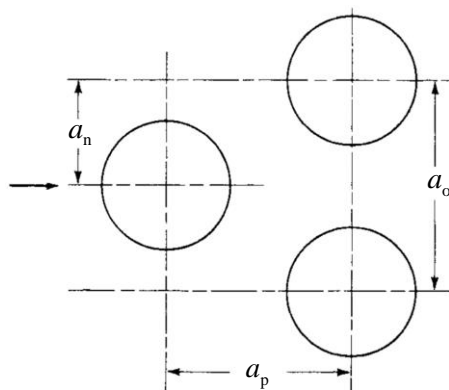
Plocha příčného průtoku v sekci mezitrubkového prostoru lze vypočítat ze vztahu

$$S_m = l_s \cdot \left( d_{p1} - d_{otl} + \frac{(d_{otl} - d_{t2}) \cdot (a_o - d_{t2})}{a_o} \right), \quad (25)$$

resp. pro trojúhelníkové uspořádání trubek vzhledem ke směru příčného toku ze vztahu

$$S_m = l_s \cdot \left( d_{p1} - d_{otl} + \frac{(d_{otl} - d_{t2}) \cdot (a_o - d_{t2})}{a_n} \right) \quad [5, \text{s. } 11-8]. \quad (26)$$

Pro tyto vztahy je potřeba znát průměr kružnice co nejtěsněji opisující svazek trubek ( $d_{otl}$ ), rozestup přepážek mezitrubkového prostoru ( $l_s$ ), vnitřní průměr pláště výměníku ( $d_{p1}$ ) a vnější průměr trubky ( $d_{t2}$ ). Dále je třeba znát rozestup trubek, který je pro lepší představu znázorněn na obr. 5.

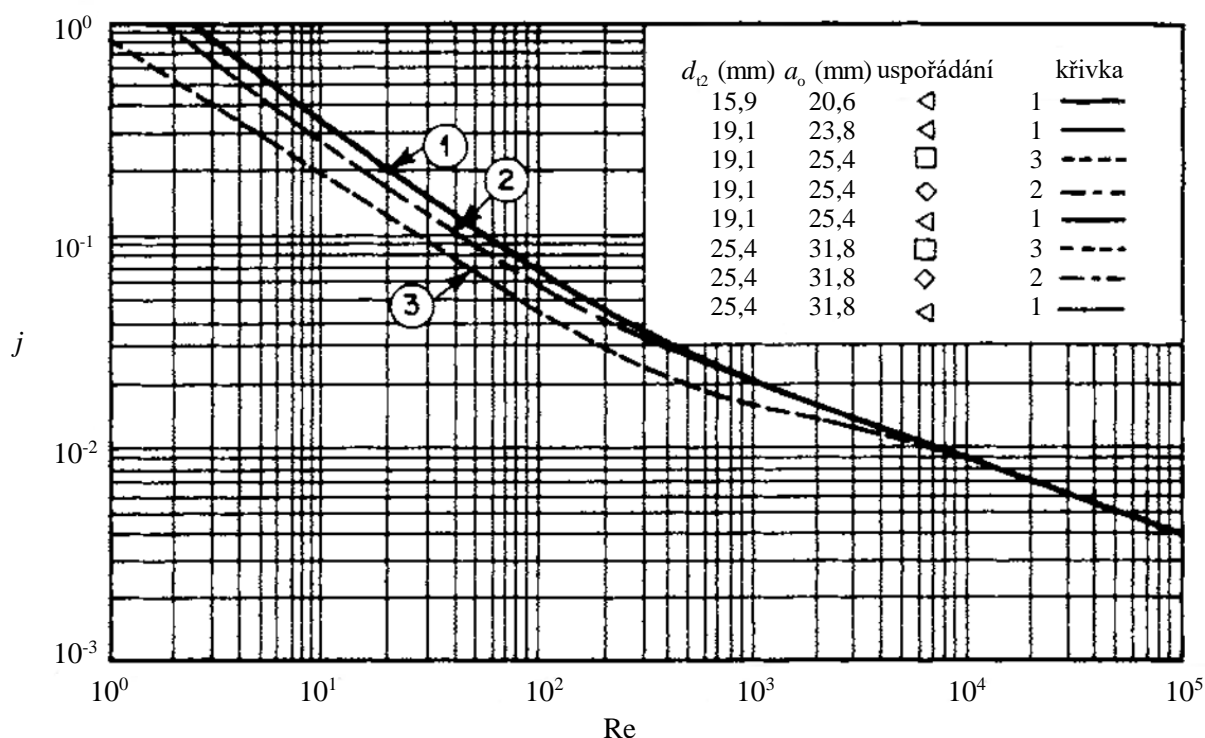


Obr. 5: Znázornění veličin vyjadřujících rozestupy mezi trubkami s vyznačením směru příčného proudění vyvolaného použitím přepážek [5, s. 11-7]

Součinitel přestupu tepla se vypočte ze vztahu

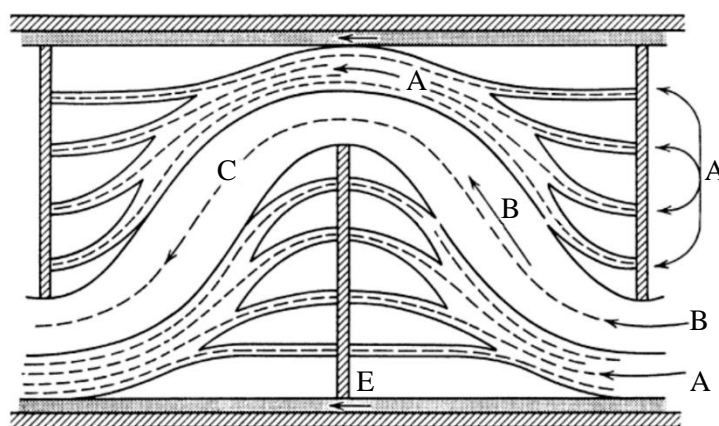
$$\alpha_2 = \frac{j c_{p2} \dot{G}_2}{S_m} \cdot \text{Pr}_2^{-\frac{2}{3}} \left( \frac{\eta_2}{\eta_{w2}} \right)^{0,14}, \quad (27)$$

přičemž faktor  $j$  se zjistí odečtem z obr. 6 za pomoci vypočteného Reynoldsova čísla, uspořádání trubek, jejich vnějšího průměru a vzájemné vzdálenosti.



Obr. 6: Závislost korekčního faktoru  $j$  na hodnotě Reynoldsova čísla [5, s. 11-9]

Dosavadní výpočet zanedbával ovlivnění toku přepážkami. Tuto skutečnost zachycenou na obr. 7 je třeba do součinitele přestupu tepla zahrnout pomocí korekčních faktorů, které se odečítají z grafů na základě geometrických parametrů výměníku a kterými se poté součinitel přestupu tepla vynásobí. Tato kapitola se věnuje třem pro běžné podmínky nejdůležitějším korekčním faktorům [5, s. 11-10].



Obr. 7: Proudění tekutiny v mezitrubkovém prostoru výměníku při použití segmentových přepážek: proud A protékající přepážkou skrz otvory pro trubky, žádaný proud B vyhýbající se přepážkám a tekoucí skrz svazek trubek, nežádaný proud C obíhající okolo svazku trubek, nežádaný proud E protékající mezi přepážkou a opláštěním výměníku [10, s. 331]



Korekční faktor obtékání přepážek  $J_c$  (týká se zejména proudu B) se určí graficky z obr. 8. Zlomek trubek v příčném toku se, známe-li výšku kruhové úseče vzniklé odřezáním části přepážky mezitrubkového prostoru, vypočte ze vztahu

$$F_c = \frac{\pi + 2 \cdot \frac{d_{pl} - 2d_c}{d_{otl}} \cdot \sin\left(\cos^{-1} \frac{d_{pl} - 2d_c}{d_{otl}}\right) - 2 \cdot \cos^{-1} \frac{d_{pl} - 2d_c}{d_{otl}}}{\pi} \quad [5, \text{s. 11-7}]. \quad (28)$$

Korekční faktor protékání přepážek  $J_l$  (týká se zejména proudu A a E) se určí graficky z obr. 9. Úzká plocha mezi přepážkou a opláštěním výměníku se vypočte se ze vztahu

$$S_{pb} = \frac{d_{pl} \delta_{pb}}{2} \left[ \pi - \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2d_c}{d_{pl}} \right) \right], \quad (29)$$

kde  $\delta_{pb}$  vyjadřuje velikost mezery mezi přepážkou a opláštěním. Úzká plocha mezi přepážkou a trubicí výměníku se vypočte ze vztahu

$$S_{tb} = d_{t2} n \cdot (1 + F_c) \cdot 6,223 \cdot 10^{-4}, \quad (30)$$

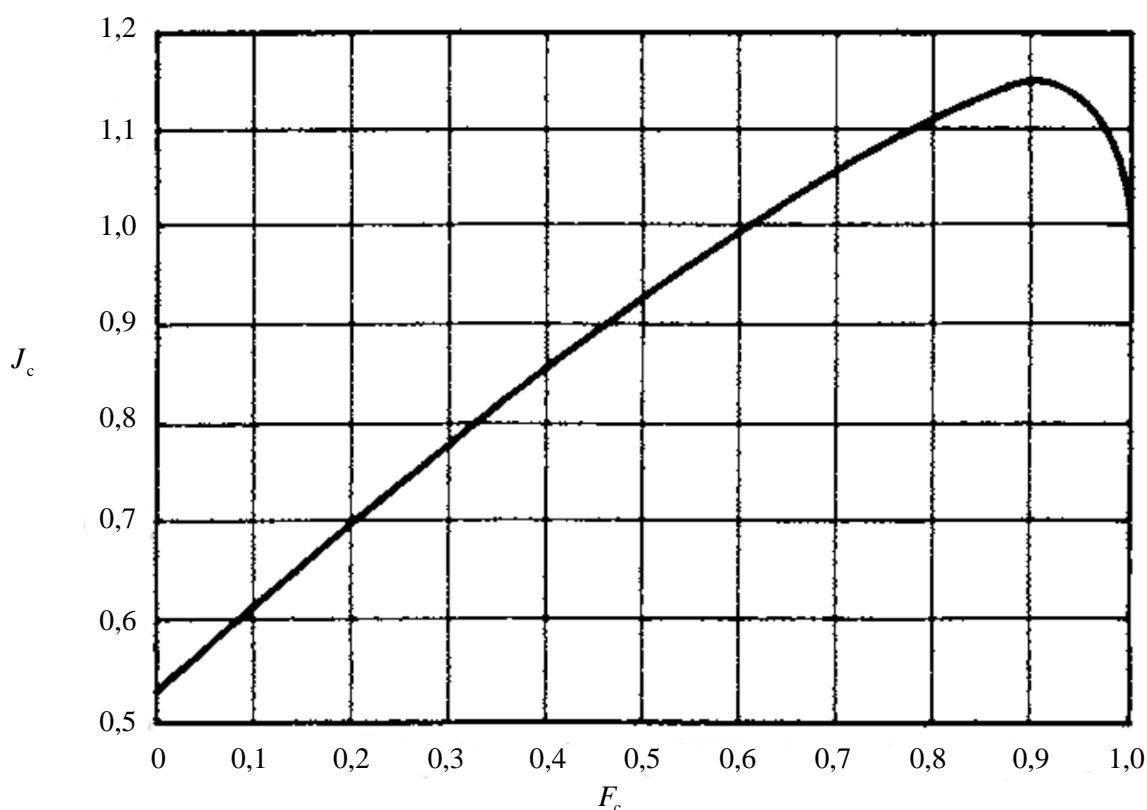
přičemž se uvažuje standardní velikost mezery mezi přepážkou a trubicí 0,8 mm [5, s. 11-8].

Korekční faktor obtékání svazku trubek  $J_b$  (týká se zejména proudu C) se určí graficky z obr. 10. Zlomek plochy příčného průtoku pro obtékání se vypočte ze vztahu

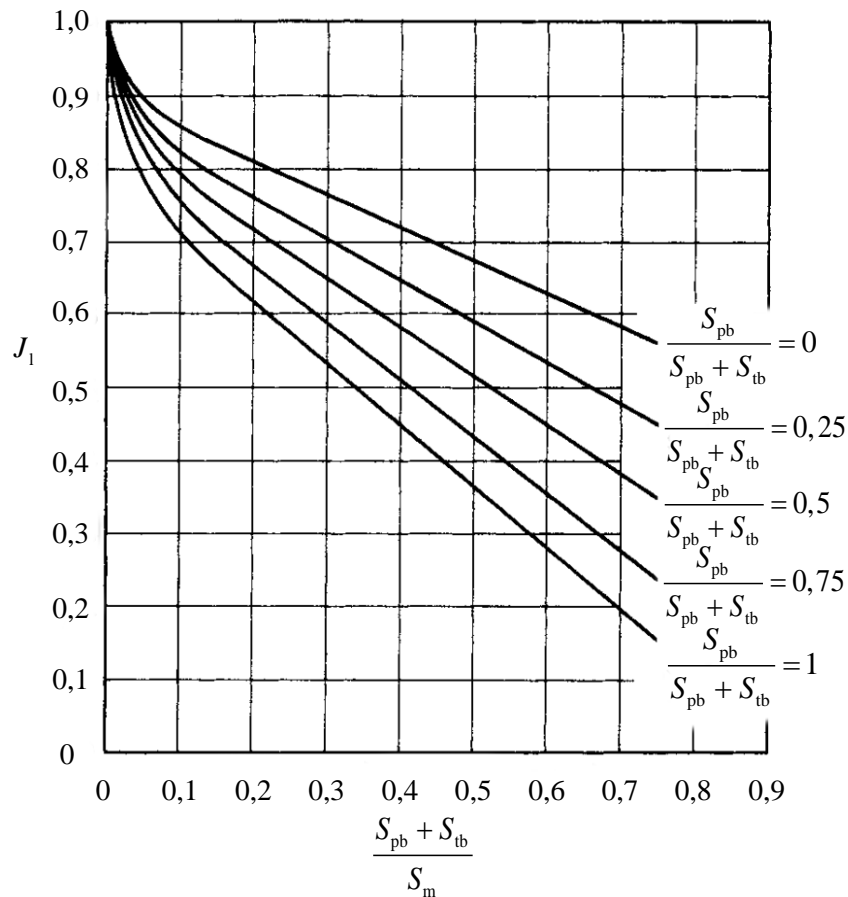
$$F_o = \frac{(d_{pl} - d_{otl}) \cdot l_s}{S_m} \quad [5, \text{s. 11-8}]. \quad (31)$$

Dále je třeba znát počet těsnících tyčí ve výměníku a počet řad trubek křížených tekutinou v sektoru s příčným tokem, který lze zjistit ze vztahu

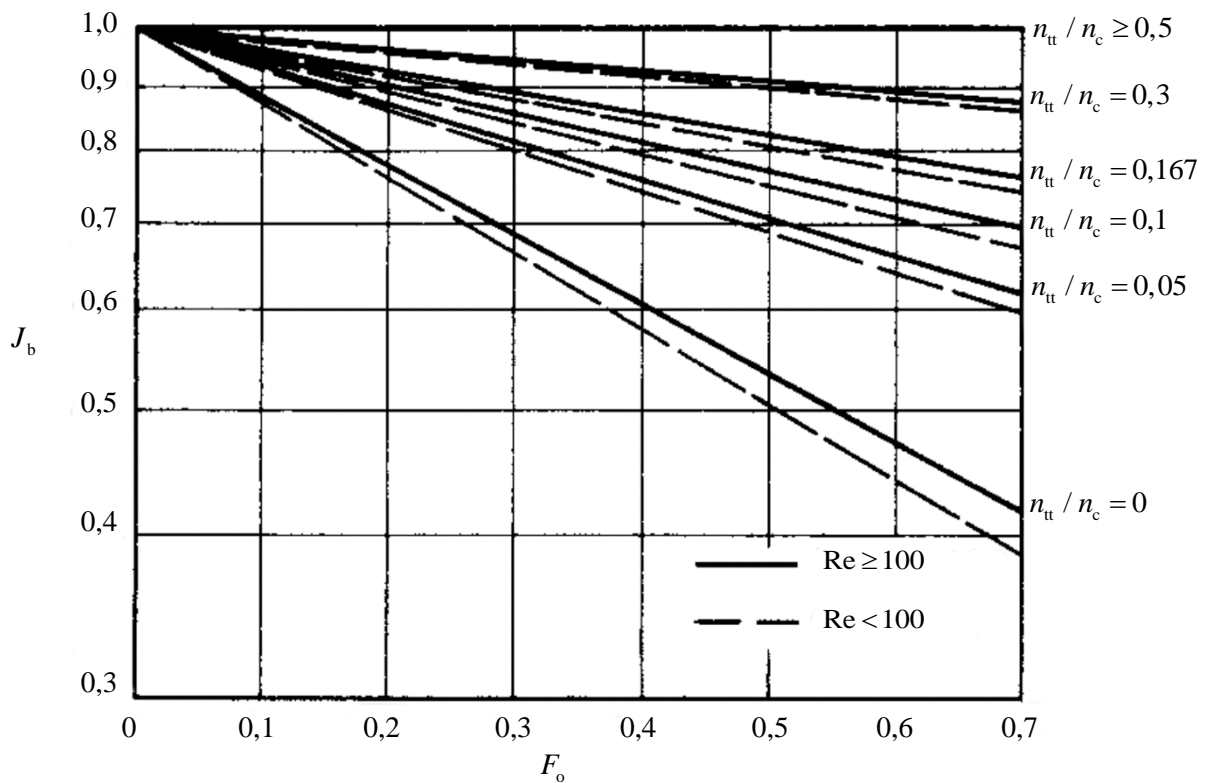
$$n_c = \frac{d_{pl} \left( 1 - 2 \frac{d_c}{d_{pl}} \right)}{a_p} \quad [5, \text{s. 11-7}]. \quad (32)$$



Obr. 8: Závislost korekčního faktoru obtékání přepážek na zlomku trubek v příčném toku [5, s. 11-9]



Obr. 9: Závislost korekčního faktoru protékání přepážek na podílu ploch [5, s. 11-9]

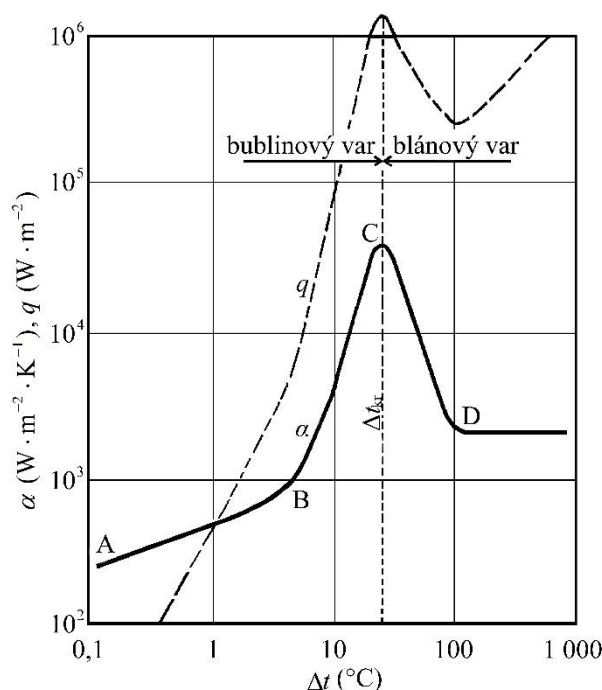


Obr. 10: Závislost korekčního faktoru obtékání svazku trubek na zlomku plochy příčného průtoku pro obtékání [5, s. 11-10]

#### 2.4.3.4 Výpočet při varu kapaliny

Změna skupenství je pro výměnu tepla velmi výhodná, neboť při ní dochází ke zintenzivnění přestupu tepla. Dojde-li k poklesu tlaku nebo zejména dostane-li kapalina ve výměníku tolik tepla, že nastane vyrovnání tlaku jejích nasycených par s tlakem okolí, dojde k varu kapaliny (tj. vypařování kapaliny v celém objemu). Vypařování však probíhá nejintenzivněji u teplosměnné plochy, zdroje tepelné energie. Vznikající plyn má řádově nižší hustotu než kapalina, a tak směřuje vzhůru a podporuje tak cirkulaci kapaliny nejen u teplosměnné plochy, a tedy i výměnu tepla [1, s. 164].

Mechanismus sdílení tepla při varu závisí na rozdílu teploty stěny a kapaliny a má značný vliv na velikost součinitele přestupu tepla a hustotu tepelného toku (tepelném zatížení) teplosměnnou plochou, viz obr. 11. Mezi teplotními rozdíly A a B má význam volné proudění. Mezi rozdíly teplot B a C nastává bublinový var, dochází tak ke zintenzivnění přestupu tepla díky intenzivní produkci výše zmíněných plynových bublin. Bod C představuje kritický rozdíl teplot. Při jeho překročení hustota tepelného toku začne klesat, protože vznikající bubliny již nestihnou samostatně opustit místo svého vzniku a začnou se spojovat s ostatními. Na povrchu teplosměnné plochy se tak vytvoří blána bránící přístupu kapaliny k teplosměnné ploše. Blána tedy představuje pro výměnu tepla určitý odpor a oblast mezi rozdíly teplot C a D se nazývá blánový var. Při dalším zvyšování teplotního rozdílu je součinitel přestupu tepla konstantní a hustota tepelného toku roste. Příčinou je proudění plynu a sálání stěny [1, s. 165–166].



Obr. 11: Příklad závislosti součinitele přestupu tepla a tepelného toku na rozdílu teplot mezi vroucí kapalinou a stěnou [1, s. 165]

Součinitel přestupu tepla se pro var vypočte ze zjednodušených vztahů

$$\alpha = K \cdot q^w \cdot p^z, \quad (33)$$

$$q = \alpha \cdot (t_w - t_l), \quad (34)$$

kde pro hydraulicky hladké povrchy (měď, mosaz, korozivzdorná ocel atp.) platí  $w=0,7$  a  $z=0,4$ . Hodnoty konstanty  $K$  uvádí pro některé kapaliny tabulka 2. Možná chyba výpočtu je asi 100 %, což vzhledem k obecně vyšším hodnotám součinitele přestupu tepla při varu příliš nevádí. Chyba zanesená do následně vypočteného součinitele prostupu tepla je totiž mnohem menší [7, s. 11-10].

Tabulka 2: Hodnoty konstanty  $K$  pro některé kapaliny a vodné roztoky pro vztah (33) pro  $q \in (10^3; 10^5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$  a  $p \in (10^4; 10^6) \text{ Pa}$ , uvedené procenta jsou hmotnostní [7, s. 11-15]

vodný roztok	$K$	kapalina	$K$
9% NaCl	0,020	benzen	0,007 4
24% NaCl	0,015	etanol	0,011 0
10% Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	0,022	metanol	0,008 5
26% glycerol	0,020	tetrachlormetan	0,006 4
25% sacharóza	0,014	voda	0,024 0

#### 2.4.3.5 Výpočet při kondenzaci plynu

V případě, že ve výměníku nastanou podmínky umožňující kondenzaci, dochází k ní při kontaktu plynu s teplosměnnou plochou. V závislosti na smáčivosti této plochy vznikající kapalinou se kondenzace dělí na kapkovou, kdy kondenzát plochu nesmáčí a odtéká po kapkách či odkapává, a blánovou (filmovou), kdy kondenzát plochu smáčí, čímž na povrchu vytváří souvislý film. V tepelných výměnících probíhá zpravidla blánová kondenzace, jelikož voda jako nejčastěji volené kondenzující médium smáčí většinu materiálů. Blánová kondenzace je méně efektivní než kapková, protože vznikající kapalný film představuje pro výměnu tepla určitý odpor. Při kapkové kondenzaci, která je čtyř až osminásobně účinnější, totiž díky tvorbě kapiček zůstává značná část teplosměnné plochy bez kapaliny a výměna tepla zde může probíhat s maximální možnou účinností [1, s. 162].

Součinitel přestupu tepla se pro blánovou kondenzaci vypočte ze vztahu

$$\alpha = L \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k^2 \cdot g \cdot \Delta h_k}{d \cdot \eta_k \cdot (t_g - t_w)}}, \quad (35)$$

který byl odvozen na základě výše zmíněných představ o filmu kapaliny přítomném na teplosměnné ploše, přes který je nutné převést teplo vedením a který nabývá směrem dolů na tloušťce podle hydrodynamických principů. Do vztahu (35) se dosazují fyzikální vlastnosti teplosměnného média již v kapalném skupenství při aritmetickém průměru teplot stěny a plynu. Kondenzační teplo se dosazuje při teplotě plynu a hodnoty konstanty  $L$  a vysvětlení charakteristického lineárního rozměru udává tabulka 3 [1, s. 162–164]. Chyba vztahu (35) je při  $Re_k < 1300$  asi 20 %.

$$Re_k = \frac{4 \cdot \dot{G}_k}{d \cdot \eta_k}, \quad (36)$$

pro vodorovnou trubku je charakteristickým lineárním rozměrem dvojnásobek její délky, u svislé trubky se jedná o její obvod [7, s. 11-9–11-10].

Tabulka 3: Hodnoty konstanty  $L$  a určení rozměru  $d$  pro vztah (35) pro různé konfigurace [1, s. 164]

trubka	svislá	vodorovná
$L$	1,15	0,725
$d$	výška	průměr

Pro kapkovou kondenzaci lze za účelem odhadu rovněž použít vztah (35). Vypočtená hodnota součinitele přestupu tepla bude poté nižší než reálná [2, s. 340].

Vstupuje-li do výměníku plyn o vyšší teplotě než kondenzační, doporučuje se rozdělit výpočet na dvě části, ochlazení plynu na teplotu kondenzace a samotnou kondenzaci. V praxi dochází v určité míře ke kondenzaci i na ploše teoreticky vyhrazené pouze pro chlazení plynu bez fázové přeměny. Vypočtená hodnota součinitele přestupu tepla bude tedy nižší než reálná [2, s. 340].

#### 2.4.3.6 Výpočet při kondenzaci vzdušné vlhkosti

Dochází-li ve výměníku při ochlazení vzduchu ke kondenzaci vlhkosti, je možné tuto skutečnost do výpočtu zahrnout použitím korekčních vztahů na Nusseltovo číslo pro nekondenzující plyn vypočtené při zanedbání tohoto jevu [9].

Nusseltovo číslo korigované na sací efekt, který je způsoben řídnutím plynu v bezprostřední blízkosti kondenzační plochy vlivem kondenzace, se vypočte ze vztahu

$$\text{Nu}_{\text{kor}} = \frac{\dot{G}_k \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{\dot{G} \cdot \left( e^{\frac{\dot{G}_k \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{\dot{G} \cdot \text{Nu}}} - 1 \right)}, \quad (37)$$

který zahrnuje kromě bezrozměrných kritérií pro plyn i hmotnostní průtok vzduchu na vstupu a ve stejných jednotkách i rychlost kondenzace. Čím je kondenzace rozsáhlejší, tím je tedy horší přestup tepla nekondenzujícího plynu [9].

Kondenzát, který odtéká dolů po stěně, mění při rozsáhlejší kondenzaci charakter toku z laminárního na turbulentní, což zapříčiňuje vznik nerovností a vln na povrchu, které lokálně turbulizují tok plynu a zvyšují tak účinnost výměny tepla. Nusseltovo číslo je možné korigovat pomocí faktorů příčného tření,

$$\text{Nu}_{\text{kor}} = \text{Nu} \cdot \left( \frac{f_r}{f_s} \right)^{0,68 \text{Pr}^{0,215}}. \quad (38)$$

Faktor příčného tření pro hrubý povrch je možné vypočítat ze vztahu

$$\frac{1}{\sqrt{f_r}} = -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{\text{Re}} + \left( \frac{\varepsilon}{d \cdot 3,7} \right)^{1,11} \right], \quad (39)$$

kde lze jako výšku drsnosti  $\varepsilon$  považovat polovinu tloušťky filmu kondenzátu. Faktor příčného tření pro hladký povrch lze vypočítat ze vztahu

$$f_s = 0,316 \text{Re}^{-0,25} [9]. \quad (40)$$

#### 2.4.4 Tepelné ztráty

Při výměně tepla dochází k energetickým ztrátám, které jsou tím větší, čím větší je rozdíl teploty uvnitř výměníku a okolního prostředí výměníku. Tepelné ztráty vznikají ale i během dopravy tekutin potrubím k výměníku a od výměníku na místo dalšího zpracování. Ztráty vznikají rovněž na vstupu a výstupu z výměníku. Během tepelné výměny v ustáleném stavu vznikají ve výměníku ztráty přímo pouze u tekutiny v mezitrubkovém prostoru. Tento nežádoucí prostup tepla probíhá pláštěm výměníku stejně jako při dopravě tekutin stěnou potrubí. Ztráty je možno omezit použitím izolace, tj. obalením výměníku či trubky materiálem s nízkou tepelnou vodivostí, přes který bude muset ztrátové teplo navíc prostoupit. Výpočet tepelných ztrát lze provést stejně jako výpočet tepelných výměníků ze vztahu

$$\dot{Q}_{\text{ztr.}} = k \cdot \Delta t_{\text{stř}} \cdot \left( \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \right) \cdot \pi l, \quad (41)$$

za použití vztahů zmíněných dříve v této kapitole 2.4. Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu se vypočítá z upraveného vztahu (8),

$$k = \frac{2}{\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{(r_2 + y_i)}{r_2} + \frac{1}{(r_2 + y_i) \alpha_2}} [1, \text{s. } 153]. \quad (42)$$

#### 2.4.5 Hodnocení účinnosti tepelných výměníků

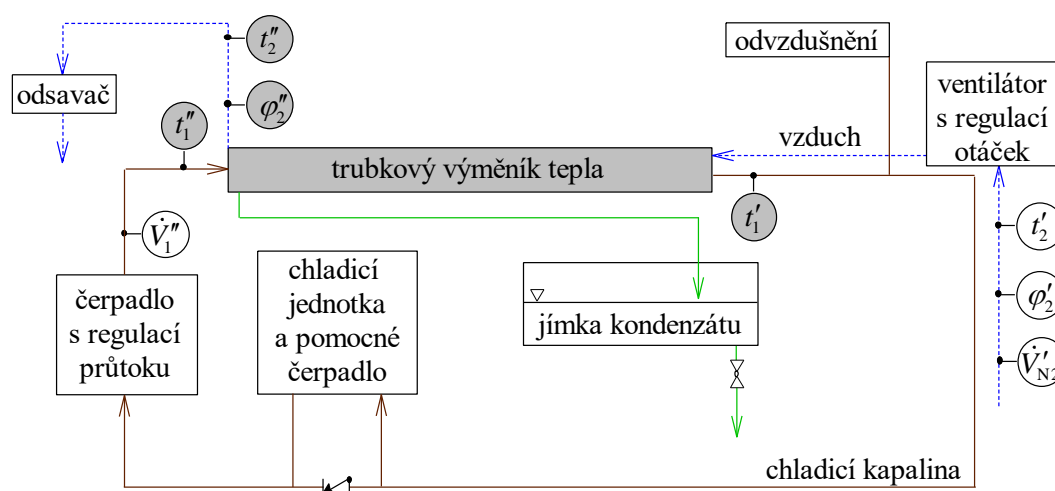
Znát účinnost tepelného výměníku je pro jeho použití velmi důležité, nicméně pod tento pojem lze zahrnout hned několik proměnných. Výměníky lze například hodnotit podle poměru tepelných ztrát a prostoupeného tepla. Parametrem ukazujícím na účinnost může být i rozdíl požadované a reálně dosažené teploty při chlazení či ohřevu. Účinnost lze rovněž hodnotit vztahem (7), kritérium  $B$  se proto často označuje jako efektivita výměníku (pro případ  $\Delta t_1 < \Delta t_2$  se za efektivitu považuje podíl  $B$  a  $A$ ). Ke srovnání výměníků v podobných provozních podmínkách je výhodné rovněž použít hodnoty součinitele prostupu tepla [8, s. 98].

## 3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

### 3.1 Uspořádání měřicí soustavy

Experimenty byly provedeny na poloprovodním trubkovém tepelném výměníku pro výměnu tepla mezi kapalným a plynným médiem v protiproudém uspořádání s tříchodovým tokem kapalného média. Zjednodušené schéma obvodů teplotních médií, kterými byl vzduch o laboratorní teplotě a chladicí směs propylenglykolu s vodou, zachycuje včetně měřených veličin obr. 12. Případnému zpětnému toku v obvodu chladicí kapaliny zabráňoval zpětný ventil. Potrubí s chladicí kapalinou bylo opatřeno izolací.

Pro měření byly použity výměníky dva, avšak nikdy nebyly zapojeny současně, měření probíhalo vždy jen na jednom. Druhý výměník byl z obvodu zcela vypojen pomocí ventilů, a tak vždy platilo toto schéma uspořádání experimentu. Většina aparatury se používala při měření na obou výměnících, některá čidla však byla pro dosažení přesnějších výsledků umístěna bezprostředně před vstupem do výměníku nebo za výstupem. V reálu tak musela být v měřicí soustavě instalována dvě totožná měřicí čidla. Tato skutečnost, že se při měření na jiném výměníku nepoužívá totéž čidlo, je na obr. 12 vyznačena šedě.



Obr. 12: Zjednodušené schéma uspořádání experimentu

#### 3.1.1 Tepelný výměník

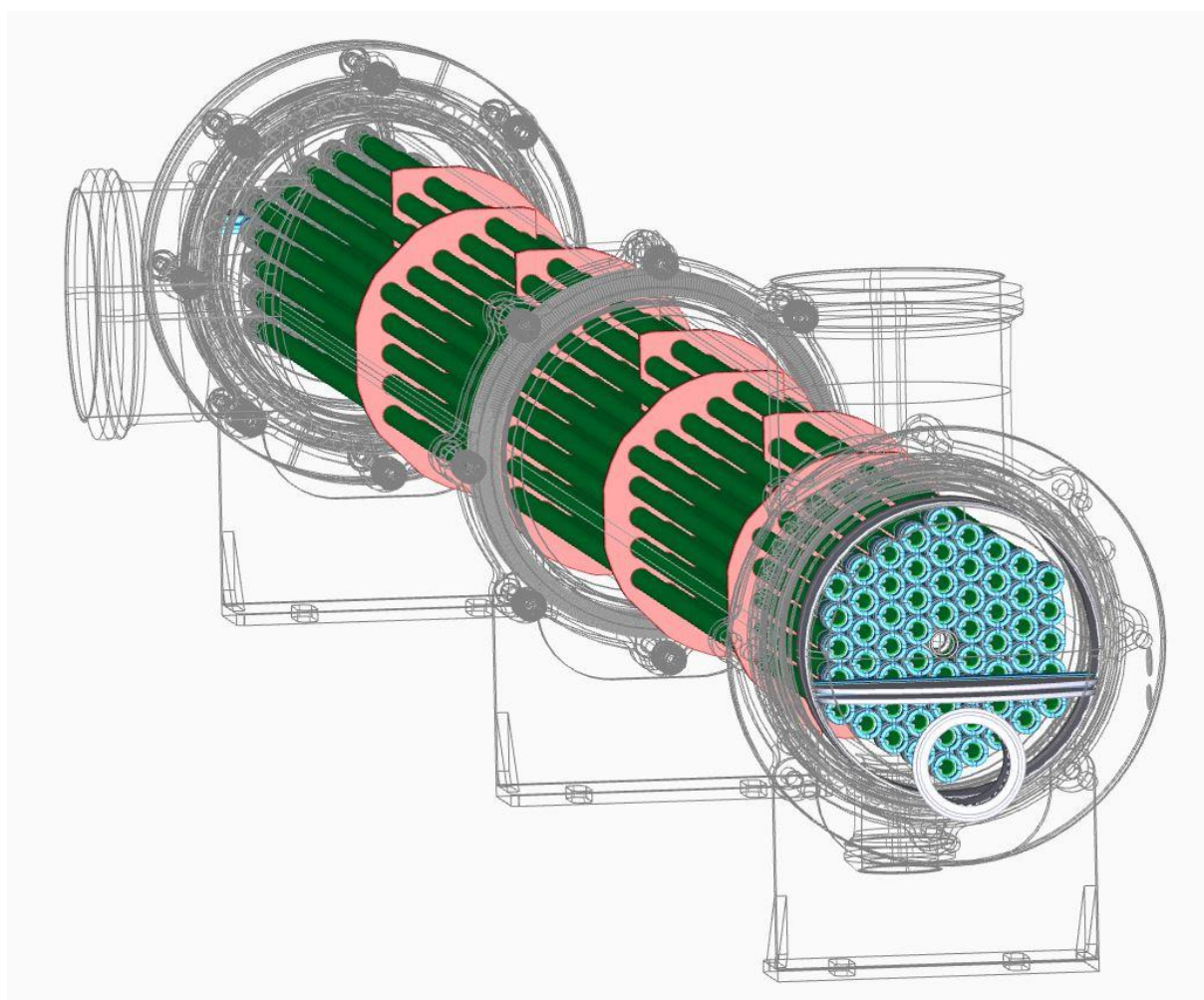
Pro experiment byly použity trubkové výměníky tepla v protiproudém uspořádání, tok kapalného média byl tříchodový (19 trubkami tam, 22 trubkami zpět a 19 trubkami tam). V mezitrubkovém prostoru bylo dále použito 8 segmentových přepážek, viz obr. 13. Geometrické parametry výměníků byly identické, udává je tabulka 4. Teplosměnná plocha výměníku od firmy Schott byla vyrobena stejně jako opláštění z borosilikátového skla, teplosměnná plocha výměníku MVB Opava CZ byla vyrobena z karbidu křemičitého. Kvůli zachování průhlednosti nebyly výměníky opatřeny izolací, opláštěním tedy docházelo k tepelným ztrátám (nežádoucím ohřevu chlazeného vzduchu od okolního prostředí). Oba konce výměníku, ve kterých docházelo k dělení přiváděného proudu do trubek výměníku a stékání proudů z trubek zpět do potrubí, byly vyrobeny z kovového materiálu a opatřeny izolací.

##### 3.1.1.1 Borosilikátové sklo

Sklo je jako materiál teplosměnné plochy trubkových výměníků hojně rozšířen. Vždyť jen v Čechách je výroba skla trvale přítomna od druhého tisíciletí před našim letopočtem a sklo patří k velmi významným materiálům s širokým uplatněním v průmyslu, stavebnictví, architektuře i umění. Sklo je anorganický amorfni materiál vyráběný tavením vhodných surovin (sklářského kmene složeného ze sklářských písků, jemně mletého vápence a případně dalších uhlíkatů a pomocných látek) ve sklářské tavicí peci při 1 400–1 600 °C a následným řízeným ochlazením vzniklé skloviny tak, aby nenastala krystalizace a bylo tak dosaženo skelného, tedy amorfniho stavu pevné látky. Sklo se tvaruje foukáním, tažením, válcováním, litím nebo lisováním. Z chemického hlediska se jedná o tuhé roztoky křemičitanů [11].

Tabulka 4: Vlastnosti a rozměry tepelných výměníků, na kterých probíhal experiment

vlastnost	označení	velikost
počet trubek	$n$	60
počet těsnicích tyčí	$n_{tt}$	0
vnitřní průměr trubky	$d_{t1}$	0,011 m
vnější průměr trubky	$d_{t2}$	0,014 m
vnitřní průměr mezitrubkového prostoru	$d_{p1}$	0,202 m
vnější průměr mezitrubkového prostoru	$d_{p2}$	0,215 m
průměr kružnice nejtěsněji opisující svazek trubek	$d_{otl}$	0,182 m
mezera mezi přepážkou a vnitřní stěnou opláštění výměníku	$\delta_{pb}$	0,003 m
výška kruhové úseče vzniklé odřezáním části přepážky	$d_c$	0,069 m
rozdíl výšky položení trubek vedle sebe	$a_n$	0,010 5 m
rozdíl výšky položení trubek nad sebou	$a_o$	0,021 0 m
vzdálenost trubek v průmětu do vodorovné roviny	$a_p$	0,018 2 m
délka trubky použitá pro výměnu tepla	$l$	2,988 m
délka trubky nepoužitá pro výměnu tepla	$l_0$	0,011 m
vzdálenost mezi přepážkami	$l_s$	0,320 m
tepelná vodivost borosilikátového skla [5, s. 2-459]	$\lambda_s$	$1,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
tepelná vodivost karbidu křemičitého za laboratorní $T$ [12, s. 3]	$\lambda_c$	$157,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$



Obr. 13: Svazek trubek se segmentovými přepážkami trubkového výměníku tepla použitého pro experimentální část práce, pohled ze směru přítoku chladicího média (barvy neodpovídají skutečnosti) [13]



Sklo je charakteristické transparentností, tuhostí a tvrdostí při běžných teplotách, křehkostí, homogenitou, odolností vůči povětrnostním a chemickým vlivům, vysokou pevností v tlaku, relativně nízkou měrnou tepelnou a elektrickou vodivostí a vysokou nepropustností a odolností vůči vodě, vzduchu a jiným látkám. Většina z těchto vlastností je pro konstrukci trubek výměníku výhodná, zejména chemická odolnost a transparentnost, díky níž lze děje probíhající ve výměníku pozorovat. Nevýhodou skla je však špatná tepelná vodivost, která snižuje účinnost výměny tepla. U tepelných výměníků je rovněž z konstrukčních důvodů důležité, aby měl materiál malou teplotní roztažnost. Tepelně odolnými skly (s lineárním součinitelem teplotní roztažnosti menším než  $5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ) jsou borosilikátová skla, která obsahují oxidy sodné, borité (cca 10 %) a křemičité (cca 80 %) [11].

### 3.1.1.2 Karbid křemičitý

Karbid křemičitý je sloučenina uhlíku a křemíku černé barvy, atomy jsou vázány jednoduchými kovalentními vazbami v tetraedrické „nekonečné“ krystalové mřížce. Velmi vzácně se vyskytuje i v přírodě jako minerál moissanit. Karbid křemíku je stálý do 2 500 °C, kdy se rozkládá na prvky (grafit a plynný křemík). Výroba započala v roce 1893 a má za sebou rozsáhlý vývoj technologie, který umožnil zlepšování čistoty a pórovitosti produktu, díky čemuž je nyní možné vyrobit karbid křemíku s jedinečnými vlastnostmi překonávajícími ostatní komerčně dostupné keramické či kovové výrobky včetně superlitin. Např. materiál Hexoloy® použitý na trubky výměníku zkoumaného v této práci dosahuje 98 % teoretické hustoty karbidu křemíku. Karbid křemíku se vyrábí energeticky velmi náročnou reakcí oxidu křemičitého s uhlíkem. V technické praxi je znám jako karborundum či křemíkový korund. Do konečné podoby se submikronový prášek zpracovává slinovacím výpalem při lisování nebo extruzi. Produkt je velmi obtížně dále opracovatelný či tvarovatelný, proto se obrábění provádí před dokončením slinování, slinutý produkt se upravuje obvykle jen broušením. Karbid křemíku se řadí do skupiny technické keramiky. Od počátku své výroby se používá jako brusný materiál, nyní je i významným otěruvzdorným konstrukčním materiálem. Uplatnění nachází i v elektronice jako polovodič [14].

Karbid křemičitý se využívá zejména pro jeho vysokou tvrdost, z inženýrských materiálů je tvrdší pouze diamant. Je pevný, otěruvzdorný, odolný vůči teplotnímu namáhání, vyšším teplotám (použitelný do 1 700 °C) a chemicky korozivnímu prostředí (odolnost zlepšuje film oxidu křemičitého vznikající na povrchu po slinování), má relativně nízkou hustotu a není toxický. Výhodnou vlastností pro vysoko-temperaturní aplikace je rovněž odolnost proti tečení za studena (tzv. creep). Největší výhodou při aplikaci v tepelných výměnících je ve srovnání se sklem jeho výborná tepelná vodivost. S rostoucí teplotou však její hodnota klesá, při 400 °C je oproti laboratorní teplotě poloviční, avšak stále velmi vysoká. Naopak nevýhodou je jeho neprůhlednost a pořizovací cena [14]. Srovnání některých fyzikálních vlastností karbidu křemičitého s vlastnostmi skel je v tabulce 5.

Tabulka 5: Srovnání fyzikálních vlastností běžných skel a Hexoloy® karbidu křemičitého

vlastnost	jednotka	sklo [11]	SiC [12, s. 3]
hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	2 200–6 000	3 050
tvrdost	Mohsova stupnice	6–7	9
pevnost v tlaku	MPa	700–1 200	3 900
pevnost v tahu	MPa	30–90	280
modul pružnosti	GPa	50–90	420
součinitel teplotní roztažnosti	$\text{K}^{-1}$	$6 \cdot 10^{-6} - 9 \cdot 10^{-6}$	$4,02 \cdot 10^{-6}$
měrná tepelná kapacita	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	850–1 000	670

### 3.1.1.3 Výpočet geometrických parametrů

Pro výpočty součinitele prostupu tepla je třeba kromě geometrických rozměrů výměníku znát i další parametry, které se získají výpočtem z těchto rozměrů na základě vztahů uvedených v kapitole 2.4 (převážně v podkapitole 2.4.3.3). Výpočty jsou provedeny níže a jejich výsledky shrnuje tabulka 6.



Tabulka 6: Vypočtené geometrické parametry tepelných výměníků, na kterých probíhal experiment

vlastnost	označení	vztah	velikost
charakteristický lineární rozměr mezitrubkového prostoru	$d_2$ (m)	(13)	0,027 9
plocha příčného průtoku v sekci mezitrubkového prostoru	$S_m$ (m <sup>2</sup> )	(26)	0,042 2
plocha průřezu mezitrubkového prostoru	$S_p$ (m <sup>2</sup> )	–	0,022 8
plocha mezi přepážkou a opláštěním výměníku	$S_{pb}$ (m <sup>2</sup> )	(29)	0,000 574
plocha mezi přepážkou a trubicí	$S_{tb}$ (m <sup>2</sup> )	(30)	0,000 752
zlomek trubek v příčném toku	$F_c$	(28)	0,438
zlomek plochy příčného průtoku pro obtékání	$F_o$	(31)	0,152
počet řad trubek křížených tekutinou v sektoru s příčným tokem	$n_c$	(32)	3,52
korekční faktor obtékání přepážek	$J_c$	obr. 8	0,88
korekční faktor protékání přepážek	$J_1$	obr. 9	0,89
korekční faktor obtékání svazku trubek	$J_b$	obr. 10	0,83
poměr $d_{t1} / (l + l_0)$ pro trubky	–	–	0,003 67
poměr $d_2 / l$ pro mezitrubkový prostor	–	–	0,009 34
poměr $(l + l_0) / d_{t1}$ pro trubky	–	–	273
poměr $l / d_2$ pro mezitrubkový prostor	–	–	107
poměr $\frac{S_{pb} + S_{tb}}{S_m}$	–	–	0,031 4
poměr $\frac{S_{pb}}{S_{pb} + S_{tb}}$	–	–	0,433
poměr $n_{tt} / n_c$	–	–	0

$$d_2 = \frac{d_{p1}^2 - nd_{t2}^2}{d_{p1} + nd_{t2}} = \frac{0,202^2 - 60 \cdot 0,014^2}{0,202 + 60 \cdot 0,014} \text{ m} = 0,027 9 \text{ m},$$

$$S_m = l_s \cdot \left( d_{p1} - d_{otl} + \frac{(d_{otl} - d_{t2}) \cdot (a_o - d_{t2})}{a_n} \right),$$

$$S_m = 0,320 \cdot \left( 0,202 - 0,182 + \frac{(0,182 - 0,014) \cdot (0,021 - 0,014)}{0,010 5} \right) \text{ m}^2 = 0,042 2 \text{ m}^2,$$

$$S_p = (d_{p1}^2 - n \cdot d_{t2}^2) \cdot 0,25\pi = (0,202^2 - 60 \cdot 0,014^2) \cdot 0,25\pi \text{ m}^2 = 0,022 8 \text{ m}^2,$$

$$d_{t1} / (l + l_0) = 0,011 / (2,988 + 0,011) = 0,003 67,$$

$$d_2 / l = 0,027 9 / 2,988 = 0,009 34,$$

$$(l + l_0) / d_{t1} = (2,988 + 0,011) / 0,011 = 273,$$

$$l / d_2 = 2,988 / 0,027 9 = 107,$$

$$F_c = \frac{\pi + 2 \cdot \frac{d_{p1} - 2d_c}{d_{otl}} \cdot \sin\left(\cos^{-1} \frac{d_{p1} - 2d_c}{d_{otl}}\right) - 2 \cdot \cos^{-1} \frac{d_{p1} - 2d_c}{d_{otl}}}{\pi},$$

$$F_c = \frac{\pi + 2 \cdot \frac{0,202 - 2 \cdot 0,069}{0,182} \cdot \sin\left(\cos^{-1} \frac{0,202 - 2 \cdot 0,069}{0,182}\right) - 2 \cdot \cos^{-1} \frac{0,202 - 2 \cdot 0,069}{0,182}}{\pi} = 0,438,$$

$$S_{pb} = \frac{d_{p1} \delta_{pb}}{2} \cdot \left[ \pi - \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2d_c}{d_{p1}} \right) \right] = \frac{0,202 \cdot 0,003}{2} \cdot \left[ \pi - \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot 0,069}{0,202} \right) \right] \text{ m}^2 = 0,000 574 \text{ m}^2,$$

$$S_{tb} = d_{t2} n \cdot (1 + F_c) \cdot 6,223 \cdot 10^{-4} = 0,014 \cdot 60 \cdot (1 + 0,438) \cdot 6,223 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 0,000 752 \text{ m}^2,$$

$$\frac{S_{pb} + S_{tb}}{S_m} = \frac{0,000\,574 + 0,000\,752}{0,042\,2} = 0,031\,4,$$

$$\frac{S_{pb}}{S_{pb} + S_{tb}} = \frac{0,000\,574}{0,000\,574 + 0,000\,752} = 0,433,$$

$$F_o = \frac{(d_{p1} - d_{otl}) \cdot l_s}{S_m} = \frac{(0,202 - 0,182) \cdot 0,320}{0,042\,2} = 0,152,$$

$$n_c = \frac{d_{p1} \left(1 - 2 \frac{d_c}{d_{p1}}\right)}{a_p} = \frac{0,202 \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{0,069}{0,202}\right)}{0,018\,2} = 3,52,$$

$$n_{tt} / n_c = 0 / 3,52 = 0.$$

### 3.1.2 Chladicí kapalina

Jako chladicí médium proudící ve výměníku ve svazku trubek byl použit roztok propylenglykolu (propan-1,2-diolu) CONVECTheat® E.C.O. od ZEVAR, s.r.o. ve vodě v objemovém poměru 1:1.

#### 3.1.2.1 Vlastnosti

Propylenglykol je za normální teploty kapalina bez barvy a zápachu, vyrábí se hydratací propylenoxidu nebo z glycerolu. Na rozdíl od etylenglykolu, který se rovněž používá jako chladicí kapalina, není toxický ani škodlivý pro životní prostředí. Výhodu zdravotní nezávadnosti však kompenzuje značná viskozita zejména při teplotách pod bodem mrazu vody. Propylenglykol se používá pro přenos tepla v systémech tepelných čerpadel, chlazení, klimatizací a vytápění. Nachází se v kosmetických výrobcích a léčivech. Molekula propylenglykolu obsahuje dvě hydroxylové skupiny, další využití této látky je tedy spojeno s aplikacemi v oblasti makromolekulární chemie např. při výrobě polyesterových pryskyřic, uplatnění nachází i jako rozpouštědlo, změkčovadlo a hygroskopická přísada [15]. Komerční propylenglykol použitý pro experiment byl navíc aditivován účinným komplexem inhibitorů koroze, stabilizátory pH, změkčovacími přísadami a zeleným barvivem. Jeho životnost je garantována na 10 let [16].

Fyzikální vlastnosti této směsi uvádí tabulka 7, teplota tuhnutí směsi je  $-32\,^{\circ}\text{C}$  [16]. Pro závislosti vlastností směsi na teplotě byla použita pro zjednodušení s přijatelnou chybou lineární regrese vždy dvou výše uvedených hodnot nacházejících se v oblasti používaného rozsahu teplot, přestože zejména závislost dynamické viskozity lineární není. Objemová roztažnost byla určena ze vztahu (14).

Tabulka 7: Fyzikální vlastnosti objemově 50% roztoku propylenglykolu ve vodě [17]

vlastnost	označení	při $0\,^{\circ}\text{C}$	při $5\,^{\circ}\text{C}$	lineární regrese
dynamická viskozita	$\eta_l$ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ )	0,018 28	0,013 77	$0,018\,28 - 0,000\,902t$
hustota	$\rho_l$ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	1 053,9	1 049,2	$1\,053,9 - 0,94t$
objemová roztažnost	$\beta_l$ ( $\text{K}^{-1}$ )	—	—	$\frac{0,94}{1\,053,9 - 0,94t}$
měrná tepelná kapacita	$c_{pl}$ ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	3 455	3 474	$3\,455 + 3,8t$
součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_l$ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	0,327	0,331	$0,327 + 0,000\,8t$

#### 3.1.2.2 Měření teploty a její regulace

Teplota chladicí kapaliny byla měřena na vstupu i na výstupu z výměníku modulárními odporovými teploměry firmy Endress+Hauser (model Omnicard T TST487) s platinovými čidly. Tyto teploměry fungují na principu závislosti elektrického odporu či vodivosti na teplotě materiálu a jsou použitelné pro tlak do 2 MPa a teploty od  $-50\,^{\circ}\text{C}$  do  $300\,^{\circ}\text{C}$ . Určitou odezvu měřených hodnot způsobuje prostup tepla z tekutiny k čidlu přes jeho ochranný obal, kterým je chráněno před možnými nepříznivými vlivy studované tekutiny. Teplotní čidla se nacházela v oblasti potrubí poblíž výměníku, viz obr. 12. Změna

teplot mezi těmito čidly byla tedy kromě výměny tepla s druhým médiem zapříčiněna tepelnými ztrátami na vstupu a výstupu z výměníku, které však byly díky izolaci minimalizované. Informace o teplotách proudu byla zaznamenávána ve vteřinových intervalech v centrální jednotce, kde ji bylo taktéž možno zobrazit.

Chladicí kapalina proudila v uzavřeném obvodu, její chlazení zajišťovala chladicí jednotka od firmy JDK (model WU-35-S1DE.A) o chladicím výkonu 10,5 kW. Její kondenzátor byl chlazen chladnou vodou ze zásobní nádrže, kterou chladila jiná chladicí jednotka od firmy JDK (model WM-9-S1.C/001) o výkonu 5 kW, která byla chlazena vzduchem z místnosti. Tento chladicí systém se nacházel v jiné místnosti než výměníky. Na čelním panelu jednotky pro chlazení chladicí kapaliny bylo možné nastavit požadovanou teplotu chlazení, avšak s maximální hodnotou  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Díky možnosti měnit další parametry nastavení chladicí jednotky však bylo možné dosáhnout i vyšší výstupní teploty. Přístroj dokonce umožňoval konstantní chod kompresoru, bylo tedy možné dosáhnout konstantní výstupní teploty. Vzhledem ke způsobu regulace výkonu chladicí jednotky však nebylo dosažení konstantní teploty snadné, dosažení určité konstantní teploty pak bylo velmi obtížně realizovatelné a časově náročné.

### 3.1.2.3 Měření průtoku a jeho regulace

Průtok kapaliny byl měřen přenosným ultrazvukovým průtokoměrem firmy Endress+Hauser (model Proline Prosonic Flow 93T Portable). Princip měření je založen na měření rozdílu doby průchodu zvuku kapalinou. Pro měření se využívají dva senzory, každý slouží jako vysílač i přijímač ultrazvukového signálu. Když v potrubí teče kapalina, doba průchodu zvuku měřená senzory se bude lišit, neboť rychlost šíření ultrazvukových vln proti proudu je nižší, než když se vlny šíří po proudu. Rozdíl doby průchodu ultrazvukového signálu je přímo úměrný rychlosti, a tedy i průtoku kapaliny. Senzory mohou být umístěny šikmo naproti sobě. Druhou, snadněji instalovatelnou variantou je umístit senzory nad sebe, signál pak prochází kapalinou dvakrát [18].

Pro kontrolu průmyslových procesů je ultrazvukový princip měření průtoku velmi výhodný, neboť nepředstavuje pro proudící médium žádnou překážku, nedochází tak ke ztrátám tlaku, které by bylo třeba v opačném případě kompenzovat. Absence mechanické části navíc snižuje riziko poruchy. Díky ultrazvukovému principu řídicí jednotka snadno vyhodnotí i rychlost šíření zvuku v kapalině, což je velmi výhodná funkce zejména u přenosného zařízení, neboť lze na základě této informace ověřit, zdali se opravdu jedná o danou kapalinu v dané kvalitě. Měření lze provádět pouze na nezavzdušněných potrubích, doporučuje se proto instalace na vzestupné části potrubí v dostatečné vzdálenosti od čerpadel, ventilů či ohybů potrubí. Tento typ přístroje lze použít pro rychlosti proudění do  $15\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Chyba měření je za laboratorní teploty  $\pm 0,5\%$  (resp.  $\pm 2,0\%$  při uvažování vlivu podmínek instalace) při rychlostech nad  $0,3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Při snižování rychlosti průtoku pod tuto hranici chyba měření rychle roste [18]. Vnitřní průměr trubky byl při měření 61,4 mm, do této situace se tedy přístroj dostával přibližně při průtocích nižších než  $50\text{ dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$ .

Pro měření byla použita konfigurace senzorů nad sebou. Jeden průchod signálu by však byl pro tento případ výhodnější, neboť je doporučován pro plastová potrubí tlustší než 4 mm a tloušťka stěny potrubí byla 6,8 mm. Rovněž typ senzorů, které byly pro měření k dispozici, byl určen pro potrubí o průměru 15 až 60 mm a potrubí s chladicí kapalinou mělo vnitřní průměr 61,4 mm a relativně tlusté stěny. Tyto skutečnosti měly určitý podíl na tom, že byl při měření senzory zachytáván signál pouze o 70% intenzitě vysílaného, což se promítlo do přesnosti měření. Měřené hodnoty byly zaznamenávány ve vteřinových intervalech na USB disk. Rozsah měření použitého senzoru byl od  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  [18].

Pro zajištění cirkulace chladicí kapaliny byla použita dvě odstředivá čerpadla. Pomocné čerpadlo Siemens o příkonu 0,45 kW při 50 Hz (resp. 0,52 kW při 60 Hz) a účinnosti 82 % zajišťovalo (bez možnosti regulace) čerpání kapaliny z místnosti s chladicí jednotkou do místnosti s výměníkem, která se nacházela o poschodí výše. Hlavní čerpadlo Grundfos mělo příkon 3 kW a účinnost 90,7 %. Maximální průtok, který použité čerpadlo umožňovalo, byl přibližně  $390\text{ dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$  při měření na skleněném výměníku a  $325\text{ dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$  v případě karbidového výměníku, který vykazoval větší tlakovou ztrátu. Na čerpadle bylo možné regulovat výkon, k dispozici bylo devatenáct rychlostí.

### 3.1.3 Chlazený vzduch

Chlazeným médiem, které proudilo v mezitrubkovém prostoru výměníku, byl vzduch z místnosti. Nejednalo se tedy o suchý vzduch, ale o vlhký vzduch. Zkondenzovaná vlhkost odtékala z výměníků do jímky kondenzátu.

#### 3.1.3.1 Vlastnosti

Chlazení vlhkého vzduchu bývá spojeno s částečnou kondenzací přítomné vzdušné vlhkosti. S klesající teplotou totiž klesá i velikost maximálního možného parciálního tlaku vodní páry ve vzduchu. Teplota, při které se tento maximální možný parciální tlak vyrovná skutečnému parciálnímu tlaku, se nazývá rosný bod. Při dalším ochlazování by již byl maximální možný parciální tlak menší než skutečný, proto dochází ke snižování tohoto skutečného parciálního tlaku vodní páry její kondenzací. Kondenzaci je možno zabránit snížením absolutního tlaku systému, což má za následek i snížení parciálního tlaku vodní páry [3, s. 19].

Nevýhodou použití vzduchu pro výměnu tepla je zejména při kondenzaci vlhkosti přítomnost prachu, který výměník znečišťuje. Fyzikální vlastnosti vzduchu uvádí tabulka 8. Vztahy pro dynamickou viskozitu, měrnou tepelnou kapacitu a součinitele tepelné vodivosti vycházejí z lineární regrese dat pro teploty od 0 °C do 25 °C s krokem 5 °C, neboť tato data ve zdrojové literatuře vykazovala prakticky lineární závislost na teplotě. Pro součinitele teplotní objemové roztažnosti byl použit vztah (15) upravený pro Celsiovu stupnici, vztah pro hustotu byl odvozen ze stavové rovnice pro ideální plyn. V tabulce 8 je uvedena i měrná tepelná kapacita vody a vodní páry při 0 °C a měrné výparné teplo vodní páry vycházející z lineární regrese dat pro teplotu 0 °C a 10 °C.

Tabulka 8: Fyzikální vlastnosti vzduchu, vody a vodní páry [19]

vlastnost	označení	velikost
dynamická viskozita vzduchu	$\eta_2$ (kg · m <sup>-1</sup> · s <sup>-1</sup> )	$1,725\,64 \cdot 10^{-5} - 4,612\,6 \cdot 10^{-8} \cdot t$
hustota vzduchu	$\rho_2$ (kg · m <sup>-3</sup> )	$p \cdot M_v \cdot (273,15 + t)^{-1} \cdot R^{-1}$
objemová roztažnost vzduchu	$\beta_2$ (K <sup>-1</sup> )	$(273,15 + t)^{-1}$
měrná tepelná kapacita vzduchu	$c_{pv}$ (J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> )	$998,934 + 0,193\,26 \cdot t$
součinitel tepelné vodivosti vzduchu	$\lambda_2$ (W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> )	$0,024\,1 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot t$
měrné výparné teplo syté vodní páry	$\Delta h_{k2}$ (J · kg <sup>-1</sup> )	$2\,501\,000 - 2\,360 \cdot t$
měrná tepelná kapacita vodní páry	$c_{pp}$ (J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> )	1 800
měrná tepelná kapacita vody	$c_{pH_2O}$ (J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> )	4 220

#### 3.1.3.2 Měření teploty, tlaku a vlhkosti

Teplota vzduchu byla stejně jako teplota chladicí kapaliny měřena na vstupu i na výstupu odporovými teplotními čidly. Naměřené teploty byly taktéž zaznamenávány ve vteřinových intervalech v centrální jednotce, kde je bylo rovněž možno zobrazit. Změna teplot mezi těmito čidly byla kromě výměny tepla s druhým médiem zapříčiněna tepelnými ztrátami (tj. nežádoucím ohřevem) povrchem výměníku tepla a povrchem vstupní a výstupní části nacházející se mezi čidly a výměníkem.

Informace o tlaku vzduchu byla přejímána z meteorologické stanice na Kraví hoře [20], která je od laboratoře vzdálena jen asi 3 km, zanesení systematické chyby do výsledků experimentu by tak mělo být prakticky zanedbatelné. Stanice je položena o 50 m výše než laboratoř, což činí rozdíl přibližně 400 Pa [21], který byl k přejatým hodnotám přičten.

Relativní vlhkost vzduchu byla měřena pomocí vlhkoměru OMEGA® (model HX94BCW). Přesnost měření byla při 0–5% a 95–100% relativní vlhkosti  $\pm 4,0\%$ , při 5–20% a 80–95% relativní vlhkosti  $\pm 3,5\%$  a při relativní vlhkosti vzduchu 20–80 % byla přesnost měření  $\pm 2,5\%$ . Udávaná doba odezvy čidla je 8 s a oblast použití je 0–100 °C. Naměřené hodnoty byly rovněž zaznamenávány ve vteřinových intervalech v centrální jednotce, kde je taktéž bylo možno zobrazit.

Relativní vlhkost vzduchu se na měrnou vlhkost vzduchu definovanou jako poměr hmotnosti vodní páry a suchého vzduchu přepočte na základě vztahu

$$x = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_v} \cdot \frac{\varphi p_m}{p - \varphi p_m} \quad [22], \quad (43)$$

tlak syté páry za dané teploty se zjistí v Excelu pomocí doplňku water97\_v13, který ho počítá ze vztahu

$$p_m = 10^{18,4979 - 2818,6T^{-1} - 1,6908 \log(T) - 0,0057546T + 4,0073 \cdot 10^{-6} T^2} \quad [23]. \quad (44)$$

### 3.1.3.3 Měření průtoku a jeho regulace

Průtok vzduchu byl měřen termickým průtokoměrem firmy Endress+Hauser (model Proline t-mass B 150). Princip termického měření spočívá v chlazení vyhřívaného odporového teploměru, ze kterého je teplo odváděno procházejícím plynem. Čidlo se skládá ze dvou odporových teploměrů. Jeden měří teplotu plynu, druhý je vyhříván elektrickým proudem na teplotu o určitou konstantní hodnotu vyšší, než je teplota plynu. Míra ochlazování druhého teploměru je přímo úměrná hmotnostnímu průtoku plynu. Ten tedy odpovídá elektrické energii spotřebované na udržování požadované teploty čidla [24].

Jednoduchost principu termického měření průtoku nevyžaduje nákladnou výrobu měřicích čidel, jedná se tedy o snadnou a relativně cenově výhodnou možnost měření průtoku. Termické měřicí přístroje vyžadují plně vyvinutý profil proudění, lze je použít pro tlaky 50 kPa až 2 MPa, pro průměr trubek od 80 mm do 1,5 m a pro teploty od  $-40^\circ\text{C}$  do  $100^\circ\text{C}$ . Pro trubku o průměru 20 cm, na které probíhalo měření při tomto experimentu, byl měřicí rozsah  $102 - 10\,200 \text{ m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Chyba měření je v celém rozsahu  $\pm 5\%$ , lze ji však snížit kalibrací na  $\pm 3\%$  (do 15 % měřicího rozsahu dokonce na  $\pm 0,45\%$ ) [24]. Měřené hodnoty průtoku v  $\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  byly ve vteřinových intervalech ukládány a zobrazovány v řídicí jednotce.

Vzduch byl nasáván ventilátorem MEZ Mohelnice s asynchronním motorem o příkonu 1,1 kW při 50 Hz a účinnosti 80 %. Frekvenci bylo možné elektronicky regulovat, nicméně průtoky vzduchu byly i při maximálním výkonu poměrně nízké. Ke zvýšení průtoku nad maximální výkon ventilátoru byl použit odsavač digestoře, která zajišťovala odvod ochlazeného vzduchu z budovy.

## 3.2 Průběh experimentu

Všechna měření v experimentální části probíhala při teplotě chladicí kapaliny v oblasti nad  $0^\circ\text{C}$ . Jedno měření trvalo po ustálení nastavených podmínek 5 min, během kterých se vstupní teplota chladicí kapaliny nezměnila o více než  $0,25^\circ\text{C}$ , což byla zvolená hranice, aby bylo možné považovat prostup tepla za ustálený. Vlastnosti nasávaného vzduchu z místnosti regulovány nebyly. Každé měření proběhlo třikrát (ve třech různých dnech). Regulován byl průtok teplosměnných médií. Měřilo se při průtoku chladicího média přibližně  $40, 147, 264$  a  $325 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  v případě karbidového výměníku, v případě skleněného výměníku byly zvoleny co nejpodobnější průtoky  $43, 160, 268$  a  $311 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a navíc  $390 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . Každý z těchto průtoků byl měřen při třech různých průtocích vzduchu – pro karbidový výměník  $103, 139$  a  $168 \text{ m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , resp.  $108, 142$  a  $176 \text{ m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  pro skleněný výměník.

## 3.3 Vyhodnocení experimentálních dat

Vyhodnocování naměřených dat probíhalo v Excelu za využití vztahů uvedených v teoretické části této práce s cílem porovnat hodnoty součinitele prostupu tepla získaného na základě teplotních bilancí a výpočtem z teoretického modelu pro oba výměníky. V této kapitole bude detailně ukázán postup výpočtu pro tyto naměřené hodnoty (maximální průtok obou médií): průtok kapaliny na vstupu  $\dot{V}_1'' = 388,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ , teplota kapaliny na vstupu  $t_1'' = 0,99^\circ\text{C}$ , teplota kapaliny na výstupu  $t_1' = 1,22^\circ\text{C}$ , průtok vzduchu  $\dot{V}_{\text{N}_2} = 176,4 \text{ m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , teplota vzduchu na vstupu  $t_2' = 23,13^\circ\text{C}$ , vlhkost vzduchu na vstupu  $\varphi_2' = 34,23\%$ , teplota vzduchu na výstupu  $t_2'' = 3,29^\circ\text{C}$ , vlhkost vzduchu na výstupu  $\varphi_2'' = 88,04\%$ , tlak  $p = 101\,040 \text{ Pa}$  a skleněnou teplosměnnou plochu ( $\lambda_s = 1,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ). Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel pro každou vteřinu měření zvlášť, hodnoty byly

následně pro pětiminutový časový interval průměrovány, byla vyhodnocována i výběrová směrodatná odchylka naměřených a některých vypočtených dat.

### 3.3.1 Součinitel prostupu tepla dle naměřených údajů pro kapalinu

Určení hustoty chladicí kapaliny na vstupu a střední hodnoty měrné tepelné kapacity bylo provedeno na základě vztahů, které uvádí tabulka 7. Následně byl vypočítán střední teplotní rozdíl dle vztahu (5), přičemž korekce na tříchodový tok kapaliny pro zjednodušení použita nebyla, neboť změna teploty chladicí kapaliny byla během výměny tepla minimální. Dále byl dle vztahu (4) vypočítán tepelný tok a součinitel prostupu tepla trubkou.

$$\rho_1'' = (1\,053,9 - 0,94 \cdot t_1'') \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = (1\,053,9 - 0,94 \cdot 0,99) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 1\,053,0 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$c_{p1} = (3\,455 + 3,8 \cdot (t_1' + t_1'') \cdot 0,5) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = (3\,455 + 3,8 \cdot (1,22 + 0,99) \cdot 0,5) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$c_{p1} = 3\,459 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t_2' - t_1') - (t_2'' - t_1'')}{\ln \frac{t_2' - t_1'}{t_2'' - t_1''}} = \frac{(23,13 - 1,22) - (3,29 - 0,99)}{\ln \frac{23,13 - 1,22}{3,29 - 0,99}} \text{ } ^\circ\text{C} = 8,70 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{G}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = \dot{V}_1 \cdot \rho_1'' \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = (388,8 \cdot 60^{-1} \cdot 10^{-3}) \cdot 1\,053,0 \cdot 3\,459 \cdot (1,22 - 0,99) \text{ W},$$

$$\dot{Q}_1 = 5\,429 \text{ W},$$

$$k_1 = \dot{Q}_1 \cdot (\Delta t_{\text{stř}} \cdot \pi n l \cdot (d_{i1} + d_{i2}) \cdot 0,5)^{-1} = 5\,429 \cdot (8,70 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 2,988 \cdot (0,011 + 0,014) \cdot 0,5)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$k_1 = 88,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

### 3.3.2 Součinitel prostupu tepla dle naměřených údajů pro vzduch

Prostoupené teplo do chladicí kapaliny se dělí na tři části – teplo odebrané vzduchu, teplo odebrané vzdušné vlhkosti vlivem kondenzace a teplo odebrané z místnosti.

#### 3.3.2.1 Teplo odebrané zkondenzované vzdušné vlhkosti

Pro výpočet tepla uvolněného při kondenzaci vzdušné vlhkosti byla nejprve dle vztahu (43) přepočtena relativní vlhkost vzduchu na měrnou vlhkost vzduchu na vstupu i výstupu z výměníku. Výpočet tepla odebraného vzduchu nebude uvažovat změnu hmotnostního průtoku vzduchu, bude tedy obsahovat i teplo odebrané vzdušné vlhkosti na výstupní teplotu z výměníku. Navíc je tedy třeba vypočítat teplo uvolněné kondenzací vlhkosti a následným ochlazením kondenzátu na průměrnou teplotu trubek. Pro přepočet normovaného objemového průtoku vzduchu na hmotnostní byla spočtena hustota vzduchu za normálních podmínek (0 °C a atmosférický tlak 101 325 Pa) ze stavové rovnice pro ideální plyn.

$$x_2' = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_v} \cdot \frac{\phi_2' p_{m2}'}{p - \phi_2' p_{m2}'} = \frac{18,015}{28,96} \cdot \frac{0,342\,3 \cdot 2\,833}{101\,040 - 0,342\,3 \cdot 2\,833} = 0,006\,03,$$

$$x_2'' = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_v} \cdot \frac{\phi_2'' p_{m2}''}{p - \phi_2'' p_{m2}''} = \frac{18,015}{28,96} \cdot \frac{0,880\,4 \cdot 774}{101\,040 - 0,880\,4 \cdot 774} = 0,004\,22,$$

$$\rho_{\text{N}_2} = \frac{p_{\text{N}_2} \cdot M_v}{T_{\text{N}_2} \cdot R} = \frac{101\,325 \cdot 28,96 \cdot 10^{-3}}{273,15 \cdot 8,314} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 1,292 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\dot{Q}_k = \dot{G}_k \cdot (\Delta h_{k2} + c_{p\text{H}_2\text{O}} \cdot (t_2'' - 0,5 \cdot (t_1' + t_1''))),$$

$$\dot{Q}_k = \frac{x_2' - x_2''}{x_2' + 1} \cdot \rho_{\text{N}_2} \cdot \dot{V}_{\text{N}_2} \cdot (2\,501\,000 - 2\,360 \cdot t_2'' + 4\,220 \cdot (t_2'' - 0,5 \cdot (t_1' + t_1''))) \text{ W},$$

$$\dot{Q}_k = \frac{0,006\,03 - 0,004\,22}{0,006\,03 + 1} \cdot 1,292 \cdot \frac{176,4}{3\,600} \cdot (2\,501\,000 - 2\,360 \cdot 3,29 + 4\,220 \cdot (3,29 - 0,5 \cdot (1,22 + 0,99))) \text{ W},$$

$$\dot{Q}_k = 285 \text{ W}.$$

### 3.3.2.2 Teplo odebrané vzduchu

Sřední hodnota měrné tepelné kapacity byla určena pomocí tabulky 8, přičemž byla zohledněna vzdušná vlhkost. Dále byl dle vztahu (4) vypočítán tepelný tok.

$$c_{p2} = \frac{x'_2 \cdot c_{pp} + c_{pv}}{x'_2 + 1} = \frac{0,006\,03 \cdot 1800 + 998,934 + 0,193\,26 \cdot (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5}{0,006\,03 + 1} \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$c_{p2} = \frac{0,006\,03 \cdot 1800 + 998,934 + 0,193\,26 \cdot (23,13 + 3,29) \cdot 0,5}{0,006\,03 + 1} \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 1\,006,3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\dot{Q}_v = \dot{G}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2) = \dot{V}_{N2} \cdot \rho_{N2} \cdot c_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2) = \frac{176,4}{3\,600} \cdot 1,292 \cdot 1\,006,3 \cdot (23,13 - 3,29) \text{ W} = 1\,264 \text{ W}.$$

### 3.3.2.3 Teplo odebrané z místnosti

Pro odhad tepelných ztrát opláštěním je třeba vypočítat součinitele přestupu tepla do okolí. Jako okolní prostředí byl uvažován vzduch o teplotě vzduchu na vstupu do výměníku. Nejprve byl určen střední teplotní rozdíl jako polovina rozdílu teplot vzduchu na vstupu a výstupu z výměníku. Určení hodnot hustoty, tepelné kapacity, dynamické viskozity, součinitele tepelné vodivosti a teplotní objemové roztažnosti proběhlo na základě vztahů, které uvádí tabulka 8. Pro zjednodušení nebyla uvažována přítomnost vzdušné vlhkosti.

$$\Delta t_{stf3} = (t'_2 - t''_2) \cdot 0,5 = (23,13 - 3,29) \cdot 0,5 \text{ °C} = 9,92 \text{ °C},$$

$$\rho'_2 = p \cdot M_v \cdot (273,15 + t'_2)^{-1} \cdot R^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\rho'_2 = 101\,040 \cdot 0,028\,96 \cdot (273,15 + 23,13)^{-1} \cdot 8,314^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 1,188 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$c'_{p2} = (998,934 + 0,193\,26 \cdot t'_2) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$c'_{p2} = (998,934 + 0,193\,26 \cdot 23,13) \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 1\,003,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\eta'_2 = (1,725\,64 \cdot 10^{-5} - 4,612\,6 \cdot 10^{-8} \cdot t'_2) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta'_2 = (1,725\,64 \cdot 10^{-5} - 4,612\,6 \cdot 10^{-8} \cdot 23,13) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 1,619 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\lambda'_2 = (0,024\,1 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot t'_2) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda'_2 = (0,024\,1 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 23,13) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,026\,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\beta'_2 = (273,15 + t'_2)^{-1} \text{ K}^{-1} = (273,15 + 23,13)^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,003\,38 \text{ K}^{-1}.$$

Následně bylo vypočteno Prandtlovo číslo ze vztahu (10) a Grashofovo číslo ze vztahu (11). Vzhledem k tomu, že dle dále získaných hodnot součinitelů přestupu tepla má vzduch ve výměníku i okolní prostředí řádově podobný odpor k přestupu tepla, byla místo  $\Delta t_w$  použita polovina hodnoty  $\Delta t_{stf3}$ . Pro výpočet Nusseltova čísla byl použit vztah (16) s konstantami pro  $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \in (5 \cdot 10^2; 2 \cdot 10^7)$ , součinitel přestupu tepla do okolí byl vypočten ze vztahu (12).

$$\text{Pr}_3 = c'_{p2} \cdot \eta'_2 \cdot \lambda'^{-1}_2 = 1\,003,4 \cdot 1,619 \cdot 10^{-5} \cdot 0,026\,0^{-1} = 0,625,$$

$$\text{Gr}_3 \approx d_{p2}^3 \cdot \rho'^2_2 \cdot g \cdot \beta'_2 \cdot (\Delta t_{stf3} \cdot 0,5) \cdot \eta'^{-2}_2 = 0,215^3 \cdot 1,188^2 \cdot 9,81 \cdot 0,003\,38 \cdot (9,92 \cdot 0,5) \cdot (1,619 \cdot 10^{-5})^{-2},$$

$$\text{Gr}_3 = 0,880 \cdot 10^7,$$

$$\text{Nu}_3 = C \cdot (\text{Gr}_3 \cdot \text{Pr}_3)^m = 0,54 \cdot (\text{Gr}_3 \cdot \text{Pr}_3)^{0,25} = 0,54 \cdot (0,880 \cdot 10^7 \cdot 0,625)^{0,25} = 26,15,$$

$$\alpha_3 = \text{Nu}_3 \cdot \lambda'_2 \cdot d_{p2}^{-1} = 26,15 \cdot 0,026\,0 \cdot 0,215^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 3,16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Součinitel prostupu tepla opláštěním výměníku byl vypočten ze vztahu (8), ze kterého byly následně na základě vztahu (41) odhadnuty tepelné ztráty. Součinitel přestupu tepla z mezitrubkového prostoru počítán nebyl, byl převzat součinitel vypočítaný v kapitole 3.3.3.2. Tento součinitel je sice počítaný za účelem výpočtu prostupu tepla teplosměnnou plochou výměníku, pro použití na odhad ztrát je však chyba způsobená jeho převzetím přijatelná.

$$k_p = \frac{\frac{2}{\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2}}}{\frac{2}{d_{p1} \alpha_{2kor}} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{d_{p2}}{d_{p1}} + \frac{2}{d_{p2} \alpha_3}} = \frac{\frac{4}{d_{p1} + d_{p2}}}{\frac{2}{d_{p1} \alpha_{2kor}} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{d_{p2}}{d_{p1}} + \frac{2}{d_{p2} \alpha_3}},$$

$$k_p = \frac{\frac{4}{0,202 + 0,215}}{\frac{2}{0,202 \cdot 20,4} + \frac{1}{1,09} \cdot \ln \frac{0,215}{0,202} + \frac{2}{0,215 \cdot 3,16}} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 2,75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\dot{Q}_{ztr.} = k_p \cdot \Delta t_{stf3} \cdot \left( \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \right) \cdot \pi l = 2,75 \cdot 9,92 \cdot \left( \frac{0,202 + 0,215}{2} \right) \cdot \pi \cdot 2,988 \text{ W} = 53 \text{ W}.$$

### 3.3.2.4 Součinitel prostupu tepla

Spojením výsledků předchozích kapitol se zjistí celkový tepelný tok teplosměnnou plochou. Součinitel prostupu tepla se určí ze vztahu (4). Dále je třeba vypočítat součinitele prostupu tepla pro vzduch bez započtení tepla vyměněného kondenzací vzdušné vlhkosti, který bude následně srovnán s teoretickým výpočtem na základě matematických modelů.

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_k + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{ztr.} = (285 + 1\,264 + 53) \text{ W} = 1\,602 \text{ W},$$

$$k_2 = \dot{Q}_2 \cdot (\Delta t_{stf} \cdot \pi n l \cdot (d_{t1} + d_{t2}) \cdot 0,5)^{-1} = 1\,602 \cdot (8,70 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 2,988 \cdot (0,011 + 0,014) \cdot 0,5)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$k_2 = 26,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$k_v = (\dot{Q}_v + \dot{Q}_{ztr.}) \cdot (\Delta t_{stf} \cdot \pi n l \cdot (d_{t1} + d_{t2}) \cdot 0,5)^{-1},$$

$$k_v = (1\,264 + 53) \cdot (8,70 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 2,988 \cdot (0,011 + 0,014) \cdot 0,5)^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$k_v = 21,50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

### 3.3.3 Součinitel prostupu tepla dle teoretického výpočtu

Pro výpočet součinitele prostupu tepla je potřeba nejprve vypočítat součinitele přestupu tepla na straně kapaliny i na straně vzduchu, pomocí kterých se poté vypočte součinitel prostupu tepla.

#### 3.3.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně kapaliny

Určení středních hodnot hustoty, dynamické viskozity, součinitele tepelné vodivosti a teplotní objemové roztažnosti bylo provedeno na základě vztahů, které uvádí tabulka 7. Následně byla určena průměrná lineární rychlost proudění z průměru trubek a změřeného průtoku. Změna objemu, a tedy i rychlosti kapaliny během výměny tepla byla v tomto případě zanedbána, neboť se hustota s teplotou kapaliny příliš nemění, navíc se během výměny tepla příliš neměnila ani teplota kapaliny. Počet protékajících trubek nebyl pro všechny chody shodný, pro zjednodušení výpočtu však shodnost předpokládána byla.

$$\rho_1 = (1\,053,9 - 0,94 \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = (1\,053,9 - 0,94 \cdot (1,22 + 0,99) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\rho_1 = 1\,052,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\eta_1 = (0,018\,28 - 0,000\,902 \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_1 = (0,018\,28 - 0,000\,902 \cdot (1,22 + 0,99) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 0,017\,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\lambda_1 = (0,327 + 0,000\,8 \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = (0,327 + 0,000\,8 \cdot (1,22 + 0,99) \cdot 0,5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda_1 = 0,328 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\beta_1 = 0,94 \cdot (1\,053,9 - 0,94 \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,94 \cdot (1\,053,9 - 0,94 \cdot (1,22 + 0,99) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1},$$

$$\beta_1 = 0,000\,894 \text{ K}^{-1},$$

$$u_1 = \dot{V}_1'' \cdot (0,25 \cdot d_{t1}^2 \cdot \pi \cdot n \cdot 3^{-1})^{-1} = 388,8 \cdot 60\,000^{-1} \cdot (0,25 \cdot 0,011^2 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 3^{-1})^{-1} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 3,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$



Dále byl proveden výpočet Reynoldsova čísla ze vztahu (2) a Prandtlova čísla ze vztahu (10). Protože se až na výjimku jednalo o laminární proudění, bylo nutné vypočítat i Grashofovo číslo ze vztahu (11), aby bylo možné posoudit uplatnění volného proudění. Protože nebyla známa teplota stěny, byl místo  $\Delta t_w$  použit  $\Delta t_{stř}$ , což je teoreticky maximální možná hodnota  $\Delta t_w$ , avšak přesto je součin  $Gr_i \cdot Pr_i$  výrazně menší než  $2 \cdot 10^5$ , volné proudění se tedy neuplatňovalo a Grashofovo číslo dále nebylo třeba využívat. Z dále vypočtených hodnot součinitelů přestupu tepla navíc plyne, že hlavní odpor pro tepelný tok představuje přestup tepla na straně vzduchu, tudíž reálná hodnota  $\Delta t_w$  bude velmi nízká, Grashofovo číslo bude mnohem menší a potlačení podílu volného proudění na přestupu tepla bude mnohem jednoznačnější.

$$Re_i = d_{ti} \cdot u_i \cdot \rho_i \cdot \eta_i^{-1} = 0,011 \cdot 3,41 \cdot 1052,9 \cdot 0,0173^{-1} = 2283,$$

$$Pr_i = c_{pi} \cdot \eta_i \cdot \lambda_i^{-1} = 3459 \cdot 0,0173 \cdot 0,328^{-1} = 182,$$

$$Gr_i \approx d_{ti}^3 \cdot \rho_i^2 \cdot g \cdot \beta_i \cdot \Delta t_{stř} \cdot \eta_i^{-2} = 0,011^3 \cdot 1052,9^2 \cdot 9,81 \cdot 0,000894 \cdot 8,70 \cdot 0,0173^{-2} = 374.$$

Pro výpočet Nusseltova čísla byl zvolen vztah (19), výpočet nemohl být proveden pro nesplnění podmínky  $l/d \in (1; 220)$  z jednoduššího vztahu (18). Viskozitní člen v těchto vztazích  $(\eta/\eta_w)^{0,14}$  by měl při teplotě stěny  $5^\circ\text{C}$  a tekutiny  $0^\circ\text{C}$  (viz tabulka 7) hodnotu 1,04. Vzhledem k tomu, že teplota stěny není známa (výpočet však lze provést), že je rozdíl těchto teplot (a tedy i viskozit) z výše zmíněných důvodů mnohem menší a že je chybovost udávaných vztahů poměrně vysoká, byl tento člen zanedbán (tj. položen vždy roven jedné). Splnění podmínky  $Pr \in (0,5; 170)$  pro platnost vztahu (19) nebylo v některých případech (kapalina chladnější než asi  $2^\circ\text{C}$ ) dodrženo. Jak již bylo zmíněno výše, přestup tepla ovlivňuje zejména přestup tepla na straně vzduchu, nepřesnost tohoto výpočtu tedy neznáší příliš velkou chybu do výpočtu přestupu tepla, vztah (19) tak byl použit i při nesplnění této podmínky. Z Nusseltova čísla byl vypočten součinitel přestupu tepla na straně kapaliny ze vztahu (12).

$$Nu_i \approx 3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re_i \cdot Pr_i \cdot \frac{d_{ti}}{l+l_0}}{1 + 0,04 \cdot \left( Re_i \cdot Pr_i \cdot \frac{d_{ti}}{l+l_0} \right)^{\frac{2}{3}}} = 3,65 + \frac{0,0668 \cdot 2283 \cdot 182 \cdot \frac{0,011}{2,988 + 0,011}}{1 + 0,04 \cdot \left( 2283 \cdot 182 \cdot \frac{0,011}{2,988 + 0,011} \right)^{\frac{2}{3}}} = 19,82,$$

$$\alpha_i = Nu_i \cdot \lambda_i \cdot d_{ti}^{-1} = 19,82 \cdot 0,328 \cdot 0,011^{-1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 591 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

### 3.3.3.2 Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu

Nejprve je třeba provést výpočty vlastností vzduchu, které jsou pro vyhodnocení součinitele přestupu tepla nezbytné. Jelikož se ukázalo, že výpočet z bezrozměrných kritérií se zanedbáním přepážek v mezi-trubkovém prostoru dává nižší (až poloviční) hodnoty součinitele přestupu tepla [3], byl zvolen výpočet pomocí  $j$  faktoru s následnou korekcí výsledku na přepážky a kondenzaci vzdušné vlhkosti.

Určení středních hodnot hustoty, dynamické viskozity, součinitele tepelné vodivosti a teplotní objemové roztažnosti proběhlo na základě vztahů, které uvádí tabulka 8. Přítomnost vzdušné vlhkosti byla zanedbána, její zastoupení ve vzduchu nepřesáhlo 0,7 %. Předpokládá se tedy, že vlastnosti vzduchu se nezmění natolik, aby došlo k výraznějšímu zkreslení výsledku. Dále byla vypočtena dynamická viskozita při teplotě stěny, která je vzhledem k tomu, že vzduch představuje ve výměně tepla největší odpor, aproximována na střední hodnotu teploty chladící kapaliny. Pomocí vypočtených hustot byla spočtena průměrná rychlost podélného proudění.

$$\rho_2 = p \cdot M_v \cdot (273,15 + (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5)^{-1} \cdot R^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\rho_2 = 101040 \cdot 0,02896 \cdot (273,15 + (23,13 + 3,29) \cdot 0,5)^{-1} \cdot 8,314^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 1,229 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3},$$

$$\eta_2 = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_2 = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (23,13 + 3,29) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 1,665 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_{w2} = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (t'_1 + t''_1) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\eta_{w2} = (1,72564 \cdot 10^{-5} - 4,6126 \cdot 10^{-8} \cdot (1,22 + 0,99) \cdot 0,5) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} = 1,721 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$\lambda_2 = (0,0241 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\lambda_2 = (0,0241 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot (23,13 + 3,29) \cdot 0,5) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 0,0252 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\beta_2 = (273,15 + (t'_2 + t''_2) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1} = (273,15 + (23,13 + 3,29) \cdot 0,5)^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,00349 \text{ K}^{-1},$$

$$u_2 = \frac{\dot{V}_{N2}}{S_p} \cdot \frac{\rho_{N2}}{\rho_2} = \frac{176,4}{3600 \cdot 0,0228} \cdot \frac{1,292}{1,229} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 2,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Dalším krokem byl výpočet Reynoldsova čísla ze vztahu (2) korigovaného dle instrukcí v kapitole 2.4.3.3 a Prandtlůva čísla ze vztahu (10). Následoval výpočet součinitele přestupu tepla ze vztahu (27) se zahrnutím korekčních faktorů dle tabulky 6. Faktor  $j$  byl odečten z křivky 1 na obr. 6 pro několik hodnot Reynoldsova čísla v oblasti 600–1 200, ve které se výsledky pohybují. Závislost odečtených hodnot  $j$  faktoru na Reynoldsově čísle byla v rámci přesnosti odečtu lineární, a tak byl odečet z grafu pro následující výpočty nahrazen rovnicí lineární regrese

$$j = -9,222 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re} + 0,02856. \quad (45)$$

Pro korekci na kondenzaci vzdušné vlhkosti byl použit vztah (37), ve kterém bylo Nusseltovo číslo nahrazeno součinitelem přestupu tepla dle vztahu (12).

$$\text{Re}_2 = \frac{d_{t2} \cdot u_2 \cdot \rho_2}{\eta_2} \cdot \frac{S_p}{S_m} = \frac{0,014 \cdot 2,26 \cdot 1,229}{1,665 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,0228}{0,0422} = 1262,$$

$$\text{Pr}_2 = c_{p2} \cdot \eta_2 \cdot \lambda_2^{-1} = 1006,3 \cdot 1,665 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0252^{-1} = 0,665,$$

$$\alpha_2 = \frac{j \cdot c_{p2} \cdot \dot{G}_2}{S_m} \cdot \text{Pr}_2^{-\frac{2}{3}} \cdot \left( \frac{\eta_2}{\eta_{w2}} \right)^{0,14} \cdot J_1 \cdot J_c \cdot J_b,$$

$$\alpha_2 = \frac{(-9,222 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_2 + 0,02856) \cdot c_{p2} \cdot \rho_{N2} \cdot \dot{V}_{N2}}{S_m} \cdot \text{Pr}_2^{-\frac{2}{3}} \cdot \left( \frac{\eta_2}{\eta_{w2}} \right)^{0,14} \cdot J_1 \cdot J_c \cdot J_b,$$

$$\alpha_2 = \frac{(-9,222 \cdot 10^{-6} \cdot 1262 + 0,02856) \cdot 1006,3 \cdot 1,292 \cdot 176,4}{0,0422 \cdot 3600} \cdot 0,665^{-\frac{2}{3}} \cdot \left( \frac{1,665 \cdot 10^{-5}}{1,721 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14}.$$

$$0,89 \cdot 0,88 \cdot 0,83 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 21,70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$\alpha_{2\text{kor}} = \frac{\text{Nu}_{2\text{kor}} \cdot \lambda_2}{d_{t2}} = \frac{\dot{G}_k \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{\dot{G} \cdot \left( e^{\frac{\dot{G}_k \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{\dot{G} \cdot \text{Nu}}} - 1 \right)} \cdot \frac{\lambda_2}{d_{t2}} = \frac{\frac{x'_2 - x''_2}{x'_2 + 1} \cdot \rho_{N2} \cdot \dot{V}_{N2} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{\rho_{N2} \cdot \dot{V}_{N2} \cdot \left( e^{\frac{(x'_2 - x''_2) \cdot \rho_{N2} \cdot \dot{V}_{N2} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \lambda_2}{(x'_2 + 1) \cdot \rho_{N2} \cdot \dot{V}_{N2} \cdot \alpha_2 \cdot d_{t2}}} - 1 \right)} \cdot \frac{\lambda_2}{d_{t2}} = \frac{\frac{x'_2 - x''_2}{x'_2 + 1} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{\lambda_2}{d_{t2}}}{e^{\frac{(x'_2 - x''_2) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \lambda_2}{(x'_2 + 1) \cdot \alpha_2 \cdot d_{t2}}} - 1},$$

$$\alpha_{2\text{kor}} = \frac{\frac{0,00603 - 0,00422}{0,00603 + 1} \cdot 1262 \cdot 0,665 \cdot \frac{0,0252}{0,014}}{\frac{(0,00603 - 0,00422) \cdot 1262 \cdot 0,665 \cdot 0,0252}{(0,00603 + 1) \cdot 21,70 \cdot 0,014} - 1} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 20,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

### 3.3.3.3 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla ze vzduchu do chladicí kapaliny byl vypočten ze vztahu (8).

$$k_{\text{teor}} = \frac{\frac{2}{r_1 + r_2}}{\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2}} = \frac{\frac{4}{d_{t1} + d_{t2}}}{\frac{2}{d_{t1} \alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{d_{t2}}{d_{t1}} + \frac{2}{d_{t2} \alpha_{2\text{kor}}}},$$

$$k_{\text{teor}} = \frac{\frac{4}{0,011 + 0,014}}{\frac{2}{0,011 \cdot 591} + \frac{1}{1,09} \cdot \ln \frac{0,014}{0,011} + \frac{2}{0,014 \cdot 20,4}} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 21,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

## 4 VÝSLEDKY A DISKUZE

Kompletní naměřené hodnoty a z nich vypočtené veličiny způsobem ukázaným v kapitole 3.3 jsou z důvodu velkého objemu dat za účelem zachování přehlednosti zařazeny jako příloha.

### 4.1 Střední teplotní rozdíl a součinitel prostupu tepla dle naměřených údajů pro kapalinu

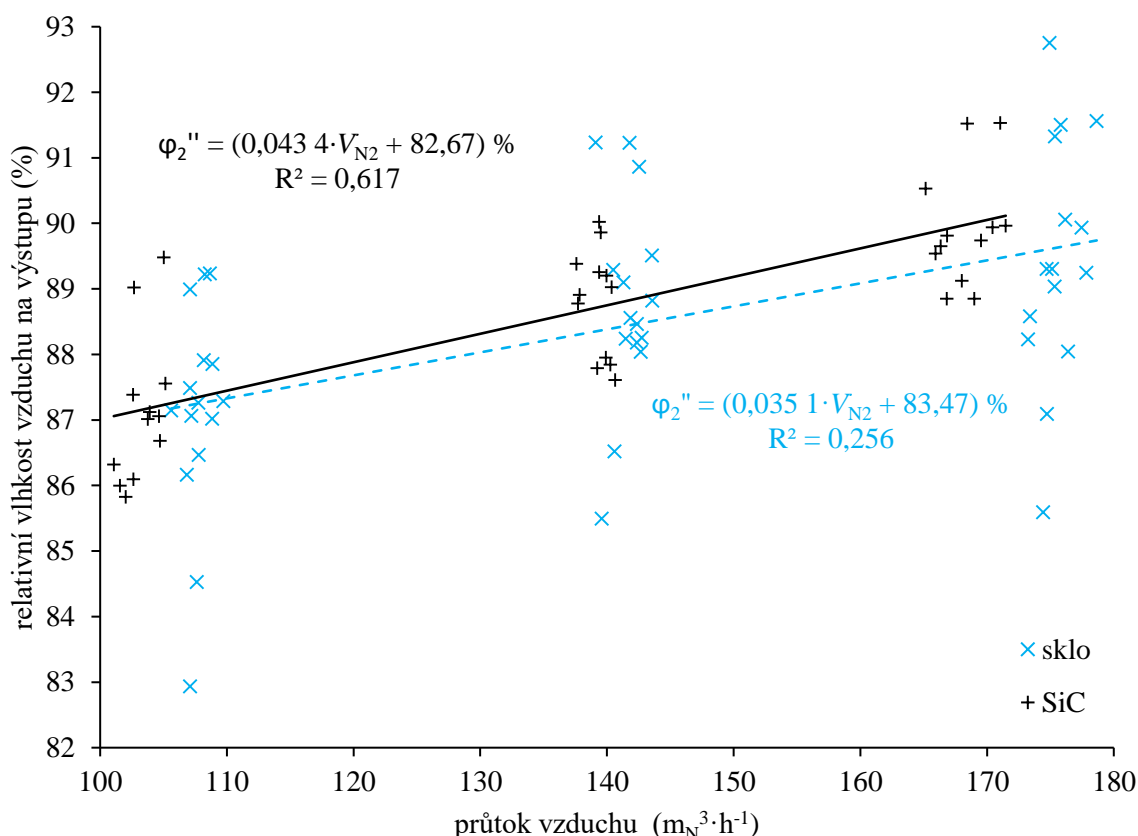
Část vyhodnocení zabývající se výpočtem součinitele prostupu tepla z dat o chladicí kapalině, které se věnuje kapitola 3.3.1, dokumentuje v příloze tabulka 9 a 10. Z těchto tabulek je patrný nárůst změny teploty chladicí kapaliny během výměny tepla s rostoucím průtokem vzduchu a s klesajícím průtokem této kapaliny. Různorodost teploty chladicí kapaliny se projevuje kolísáním středního teplotního rozdílu. Jeho hodnota je pro skleněný výměník  $(8,9 \pm 0,4)^\circ\text{C}$ , zatímco pro karbidový jen  $(7,7 \pm 0,8)^\circ\text{C}$ , a to i přesto, že průměrná vstupní teplota chladicí kapaliny byla u karbidového výměníku dokonce o  $0,13^\circ\text{C}$  vyšší než u skleněného. Tato skutečnost je způsobena tím, že v případě karbidového výměníku je pozorovaný rozdíl výstupní teploty vzduchu a vstupní teploty chladicí kapaliny výrazně nižší než v případě skleněného výměníku, viz kapitola 4.6.

Vypočtené hodnoty tepelného toku či součinitele prostupu tepla z údajů o chladicí kapalině vykazují vysokou míru nepřesnosti, která je způsobena velmi nízkým rozdílem teplot chladicí kapaliny na vstupu a výstupu z výměníku a která znemožňuje jejich podrobnější srovnávání s hodnotami součinitele prostupu tepla vypočtenými jinými způsoby. V případě karbidového výměníku lze pozorovat určitou tendenci hodnot s klesajícím průtokem vzduchu klesat. S přihlédnutím k nepřesnosti měření lze rovněž konstatovat, že hodnoty součinitele prostupu tepla přibližně odpovídají hodnotám vypočteným z dat o vzduchu. V případě skleněného výměníku je však situace odlišná. Jednak hodnoty součinitele prostupu tepla dosahují v některých případech až čtyřnásobku hodnot získaných z naměřených dat týkajících se vzduchu, ale navíc vyvracejí hypotézu, že prostup tepla ovlivňuje v této oblasti podmínek zejména přestup tepla na straně vzduchu (potvrzenou např. v [3]). Možným vysvětlením této situace je špatně kalibrovaný teploměr, kdy čidlo na výstupu měří odhadem o  $0,15^\circ\text{C}$  vyšší teplotu, než by změřilo čidlo na vstupu. Karbidový výměník, u kterého byla situace v pořádku, má totiž odlišná měřicí čidla, zatímco geometrické parametry i průtokoměr jsou pro oba výměníky shodné.

### 4.2 Vzdušná vlhkost a její kondenzace

Kondenzaci vzdušné vlhkosti se věnuje tabulka 11 a 12. Vstupní teplota vzduchu se výrazněji neměnila, její hodnota byla  $(23,1 \pm 0,3)^\circ\text{C}$ . Relativní vlhkost vzduchu na vstupu do výměníku však kolísala od 28 % do 37 %. Ve výměníku docházelo ke kondenzaci, dala by se tedy teoreticky očekávat až 100% vlhkost vzduchu na výstupu z výměníku. Vlhkost na výstupu se však pohybovala u obou výměníků okolo 88,5 %, což je za podmínek experimentu asi  $1,5^\circ\text{C}$  nad rosným bodem. Příčinou jsou částečně tepelné ztráty mezi výstupem z výměníku a tepelným čidlem, neboť při vyšších hodnotách průtoků se ukázala být výstupní vlhkost vzduchu vyšší než při nižších průtocích (viz obr. 14) – větší ztráty při nižších průtocích dokládá např. obr. 16. Z větší části však snížení relativní vlhkosti zřejmě souvisí s mechanismy přenosu tepla a hmoty uskutečňovanými ve výměníku.

Teplu uvolněné kondenzací vzdušné vlhkosti se při jednotlivých měřeních značně lišilo v závislosti na podmínkách. Nejvíce kondenzace logicky probíhala v případě s vyššími vstupními hodnotami vzdušné vlhkosti a nižšími výstupními teplotami vzduchu. Rozptyl byl opravdu značný, kondenzací přestupoval tepelný tok od 45 W až po 402 W. Průměrně se díky kondenzaci vyměnilo  $(180 \pm 78)$  W v karbidovém výměníku a  $(162 \pm 74)$  W ve skleněném výměníku, přičemž se jednalo o asi 14 % z celkového tepelného toku teplosměnnou plochou. To rovněž vysvětluje, proč byly v práci [3] zjištěny větší hodnoty součinitele prostupu tepla z dat o chladicí kapalině oproti výpočtu z dat o vzduchu, kde bylo prostoupené teplo vlivem kondenzace vlhkosti zanedbáno.



Obr. 14: Závislost relativní vlhkosti vzduchu na výstupu z výměníku na průtoku vzduchu s lineární regresí těchto dat zvlášť pro karbidový (plná čára) i skleněný (přerušovaná čára) výměník pro ilustraci rostoucího trendu

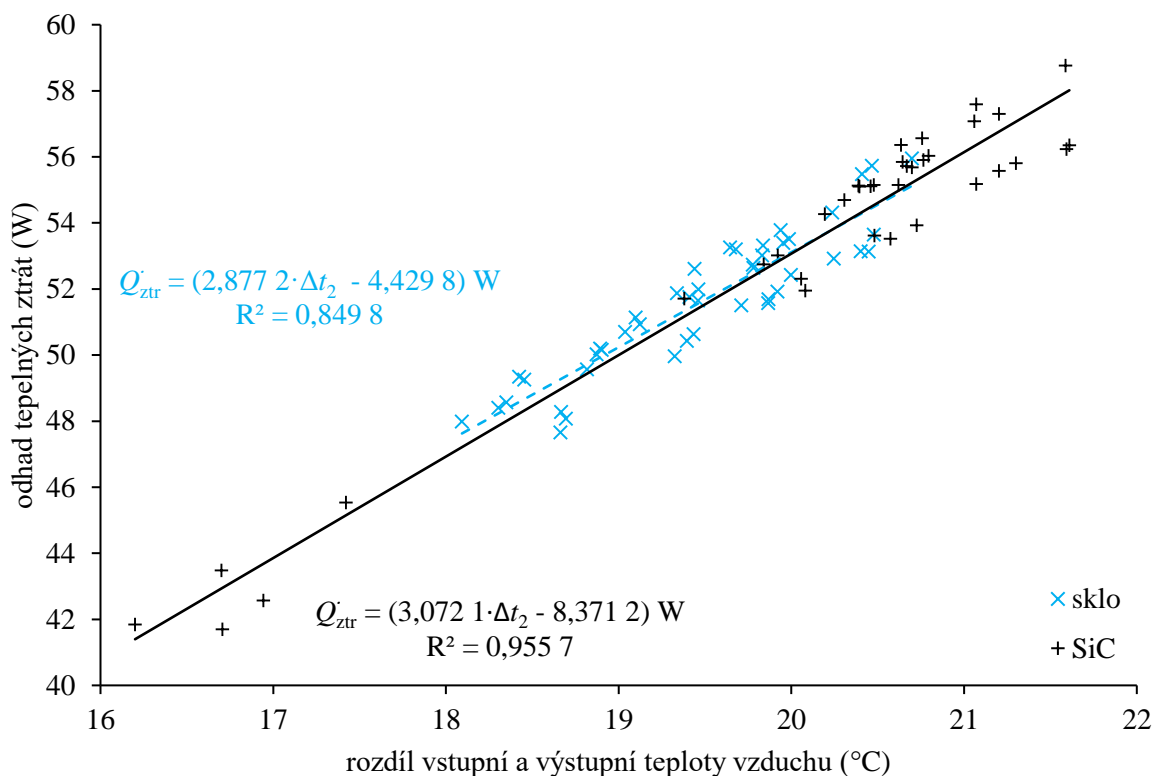
### 4.3 Odhad tepelných ztrát

Z výpočtu pro odhad ztrát opláštěním byla získána hodnota součinitele přestupu tepla z okolního prostředí k plášti výměníku, která činila průměrně  $3,16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  u obou výměníků (viz tabulka 13 a 14), což bylo přibližně 15–20 % hodnoty součinitele přestupu tepla pro vzduch uvnitř výměníku. Použití poloviny středního teplotního rozdílu k aproximaci teploty stěny tedy do výpočtu zaneslo určitou chybu. Teplota stěny tedy bude nižší a velikost Grashofova čísla a tepelných ztrát bude větší než odhadovaná. Pro limitní případ, kdy by byl za rozdíl teploty okolí a stěny považován střední teplotní rozdíl mezi okolím a vzduchem ve výměníku, by došlo k nárůstu odhadovaných ztrát o téměř 20 %, což je přijatelná chyba v kontextu s velikostí tepelného toku teplosměnnou plochou.

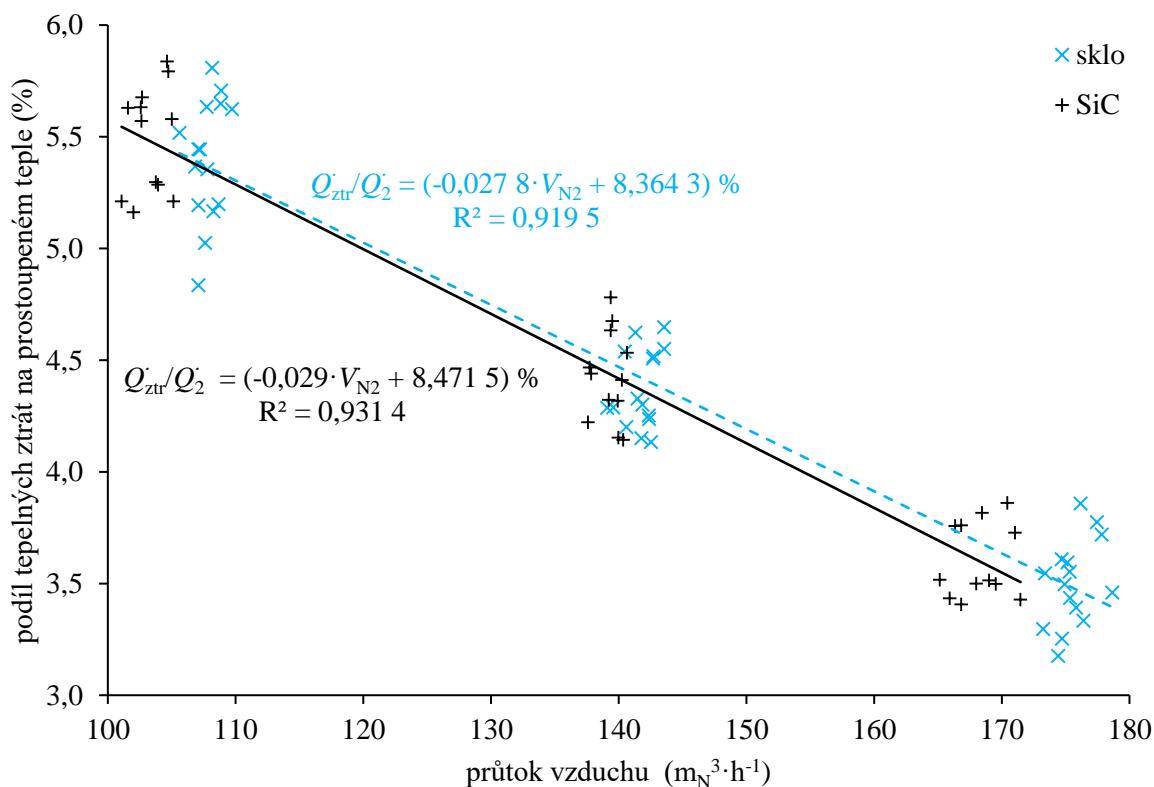
Odhadované tepelné ztráty činily  $(52 \pm 4) \text{ W}$  v závislosti na rozdílu vstupní a výstupní teploty vzduchu (viz obr. 15 a tabulka 15 a 16), která je přímo ovlivňována teplotou chladicí kapaliny. Lineární regrese ztrát jsou pro oba výměníky prakticky shodné, neboť byl shodný i způsob výpočtu těchto tepelných ztrát. Podíl ztrát na celkově prostoupeném teple se pohyboval v závislosti na průtoku vzduchu mezi 3 a 6 %, viz obr. 16.

### 4.4 Součinitel přestupu tepla pro vzduch a kapalinu

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu ukázal, že se vzduch pohyboval rychlostmi od  $1,28$  do  $2,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  (viz tabulka 17 a 18), vzduch tedy strávil ve výměníku přibližně 1,3–2,3 s. Hodnoty Reynoldsova čísla se sice pohybují v oblasti laminárního proudění, nicméně je třeba mít na paměti, že pro jeho výpočet byla použita korekce a jiný charakteristický lineární rozměr než v případě toku mezikružím s  $n$  trubkami, což mělo za následek pokles hodnoty na asi čtvrtinu. Pravděpodobně se tedy jednalo o přechodový režim proudění vzduchu.



Obr. 15: Závislost odhadovaných tepelných ztrát opláštěním výměníku na rozdílu vstupní a výstupní teploty vzduchu s lineární regresí těchto dat zvlášť pro karbidový (plná čára) i skleněný (přerušovaná čára) výměník



Obr. 16: Závislost odhadovaných tepelných ztrát opláštěním výměníku na průtoku vzduchu s lineární regresí těchto dat zvlášť pro karbidový (plná čára) i skleněný (přerušovaná čára) výměník pro ilustraci trendu

Součástí výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vzduchu bylo i vyhodnocení korekčního faktoru obtékání přepážek, který nebyl pro výměnu tepla příliš příznivý. Přepážky byly odřezány přibližně až do jedné třetiny průměru výměníku, což je více než doporučená čtvrtina (viz kapitola 2.3.2). Důvodem tohoto opatření bylo zřejmě upřednostnění minimalizace tlakových ztrát ve výměníku, a tedy snížení energetických nároků na čerpání tekutiny.

Korekce součinitele přestupu tepla na kondenzující vlhkost měla za následek mírné snížení jeho hodnoty. To odpovídá i výsledkům práce [3], ve které se ukázalo, že hodnoty součinitele prostupu tepla zjištěné z naměřených údajů pro vzduch s vyšší vlhkostí nepatrně klesají.

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně chladicí kapaliny ukázal, že se kapalina pohybovala rychlostmi od 0,35 do 3,42 m·s<sup>-1</sup> (viz tabulka 19 a 20), chladicí kapalina tedy strávila ve výměníku přibližně 2,6–26 s. Hodnoty Reynoldsova čísla odpovídaly oblasti laminárního proudění. Pro některé vyšší průtoky byl při vyšší teplotě (s klesající teplotou značně roste viskozita použité směsi, která je ve vztahu pro výpočet Reynoldsova čísla ve jmenovateli) tok na hranici laminární a přechodové oblasti. Přesto však byl pro výpočet použit vždy vztah platný pro laminární tok, hodnoty součinitele přestupu tepla totiž byly o řád vyšší než v případě vzduchu, a tak měly (stejně jako jejich chyba) na prostup tepla teoreticky minimální vliv.

#### 4.5 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla vypočtený z experimentálních dat o vzduchu (obr. 17) i z teoretického modelu potvrzují fakt, že rozdíl v prostupu tepla byl při různých průtocích vzduchu značný, zatímco při různých průtocích chladicího média se množství prostoupeného tepla měnilo jen nepatrně. Pro další zvýšení součinitele prostupu tepla je tedy nejúčinnější zvýšit součinitele přestupu tepla na straně vzduchu, a to nejnázorněji zvýšením průtoku.

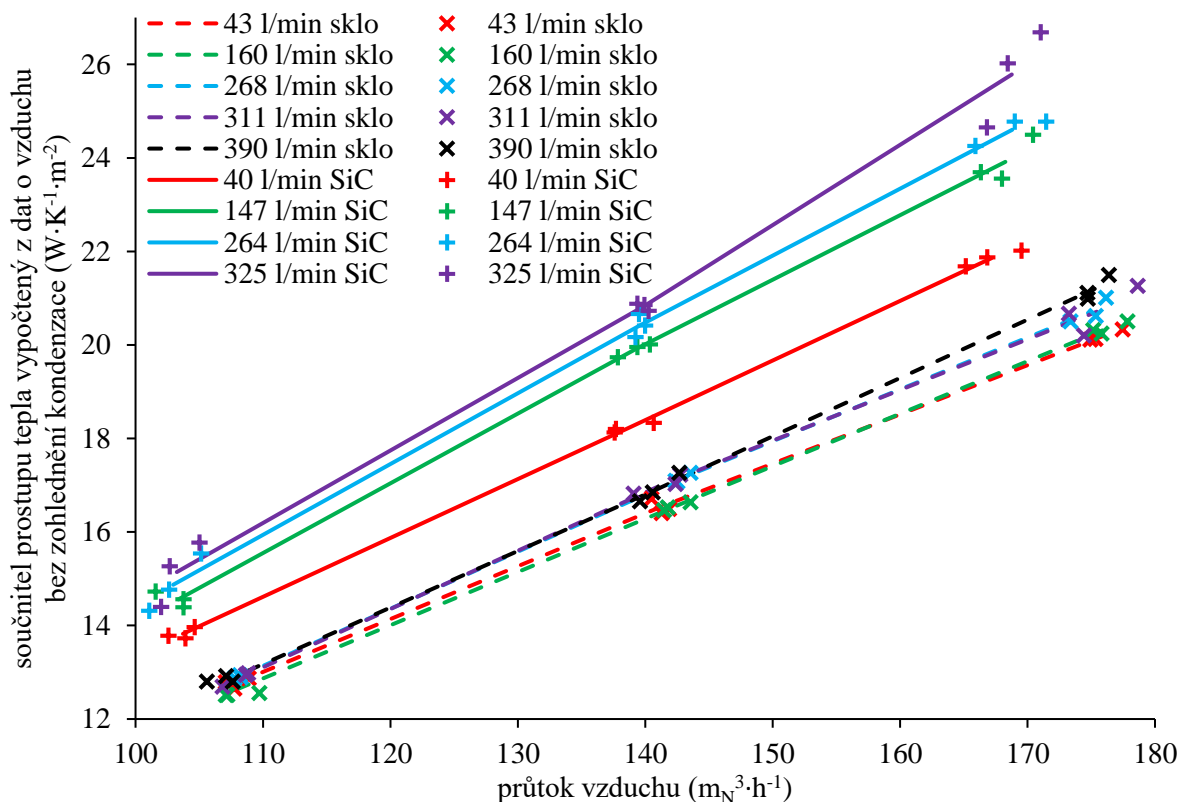
Srovnáním hodnot součinitele prostupu tepla vypočteného z naměřených dat o vzduchu bez zahrnutí kondenzace (obr. 17) lze pozorovat jednoznačně vyšší (v průměru o 16 %) hodnoty součinitele u karbidového výměníku, a to i přesto, že se tepelný tok teplosměnnými plochami u obou výměníků lišil jen nepatrně. Příčinou vyšší hodnoty součinitele prostupu tepla u karbidového výměníku jsou nižší hodnoty středního teplotního rozdílu (viz kapitola 4.1).

Pozoruhodný je na obr. 17 odskok křivky pro nejnižší průtok chladicí kapaliny karbidovým výměníkem od ostatních křivek pro tento výměník, který u skleněného výměníku přítomen není. Příčinou je vyšší hodnota středního teplotního rozdílu zapříčiněná křížením proudů, které bude diskutováno v kapitole 4.6.

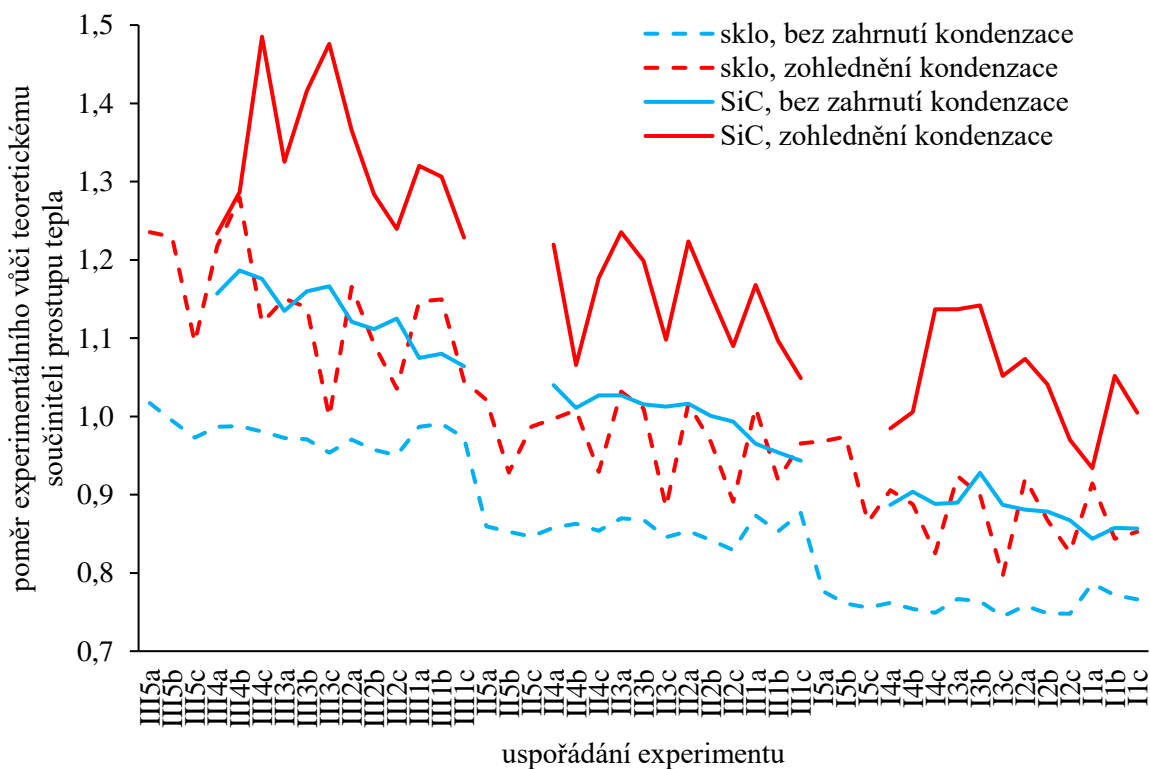
Teoretický model zahrnující *j* faktor použitý pro výpočet se ukázal jednoznačně relevantnější než výpočet z bezrozměrných kritérií se zanedbáním vlivu přepážek (použitý v [3]). Teoretický výpočet odpovídá experimentálním hodnotám v případě největšího průtoku vzduchu u skleněného výměníku. Při nižších průtocích vzduchu poskytuje teoretický model vyšší hodnoty, než jsou naměřené – při nejnižším průtoku vzduchu byly experimentální hodnoty asi o čtvrtinu nižší než teoretické, jak lze pozorovat z obr. 18.

V případě karbidového výměníku poskytoval teoretický model o 2–3 % vyšší hodnoty součinitele prostupu tepla než pro shodné průtoky u skleněného výměníku. Experimentální hodnoty součinitele prostupu tepla se však ukázaly být u karbidového výměníku v průměru o 16 % vyšší v porovnání se skleněným výměníkem. Ukázalo se tedy, že model nedokázal zareagovat na snížení středního teplotního rozdílu u karbidového výměníku.

Z obr. 18 je taktéž patrné, že je teoretický model dobře korigován na kondenzaci vzdušné vlhkosti, neboť piky spojnic zohledňujících kondenzaci jsou na spojnicích, které ji nezohledňují, poměrně dobře vyhlazeny.



Obr. 17: Závislost součinitele prostupu tepla (vypočteného z dat o vzduchu bez zohlednění kondenzace) na průtoku vzduchu pro různé průtoky chladicí kapaliny pro oba výměníky – kompletní naměřené hodnoty a křivky spojující průměrné hodnoty jednotlivých trojic měření



Obr. 18: Porovnání experimentálně zjištěných součinitelů prostupu tepla s teoreticky vypočtenými hodnotami pro studované průtoky pro oba výměníky (vyšší římská číslice znamená stejně jako v příloze vyšší průtok vzduchu, vyšší arabská číslice znamená vyšší průtok chladicí kapaliny a písmeno označuje jedinečné měření)

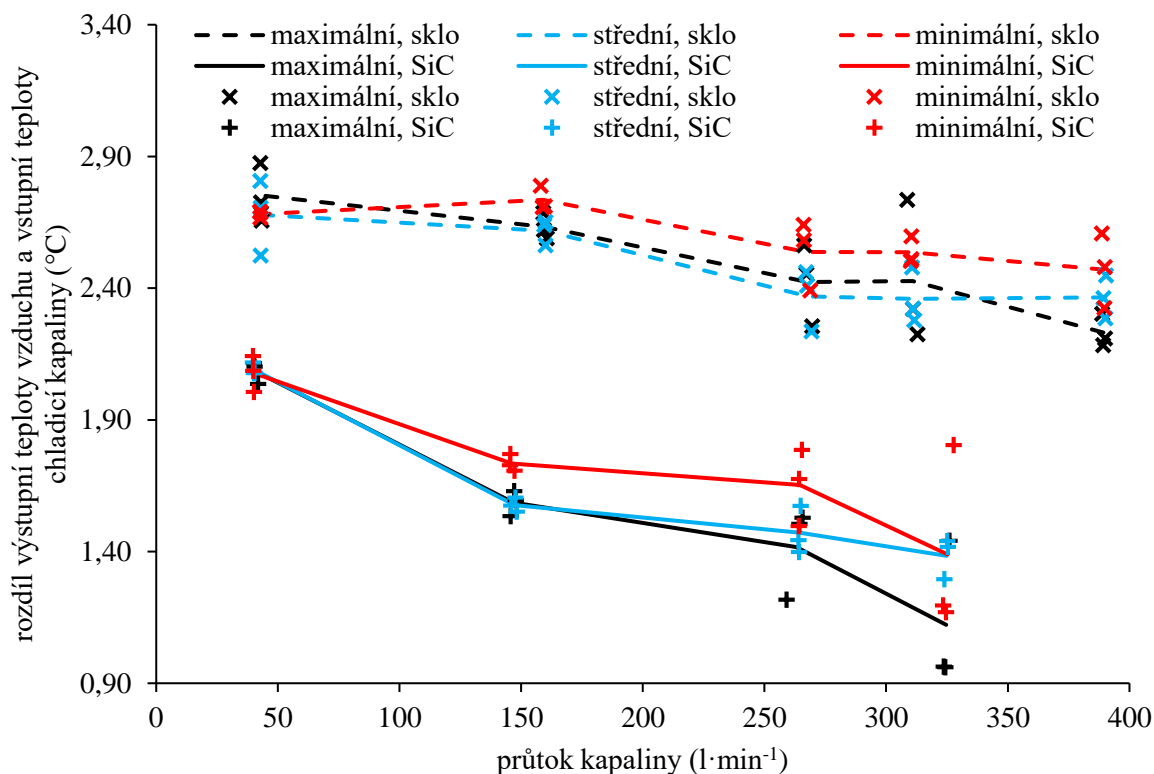
#### 4.6 Výstupní teplota vzduchu a účinnost výměníku

Pozoruhodné je sledování rozdílu výstupní teploty vzduchu a vstupní teploty chladicí kapaliny. Jak je z obr. 19 patrné, u karbidového výměníku bylo možné dosáhnout mnohem nižšího rozdílu těchto teplot, konkrétně  $(1,6 \pm 0,3) ^\circ\text{C}$ , než v případě skleněného výměníku, kde rozdíl činil  $(2,5 \pm 0,2) ^\circ\text{C}$ . Dalo by se očekávat, že tento teplotní rozdíl bude záviset zejména na rychlosti vzduchu. Nižší rychlost vzduchu znamená více času na výměnu tepla, což by mohlo vést i k většímu přiblížení diskutovaných teplot. Nicméně nižší rychlost vzduchu znamená rovněž méně turbulentní tok, a tedy větší odpor vůči přestupu tepla, což bylo v tomto případě převládajícím faktorem. S rostoucím průtokem vzduchu se tedy rozdíl diskutovaných teplot nepochybně snižoval.

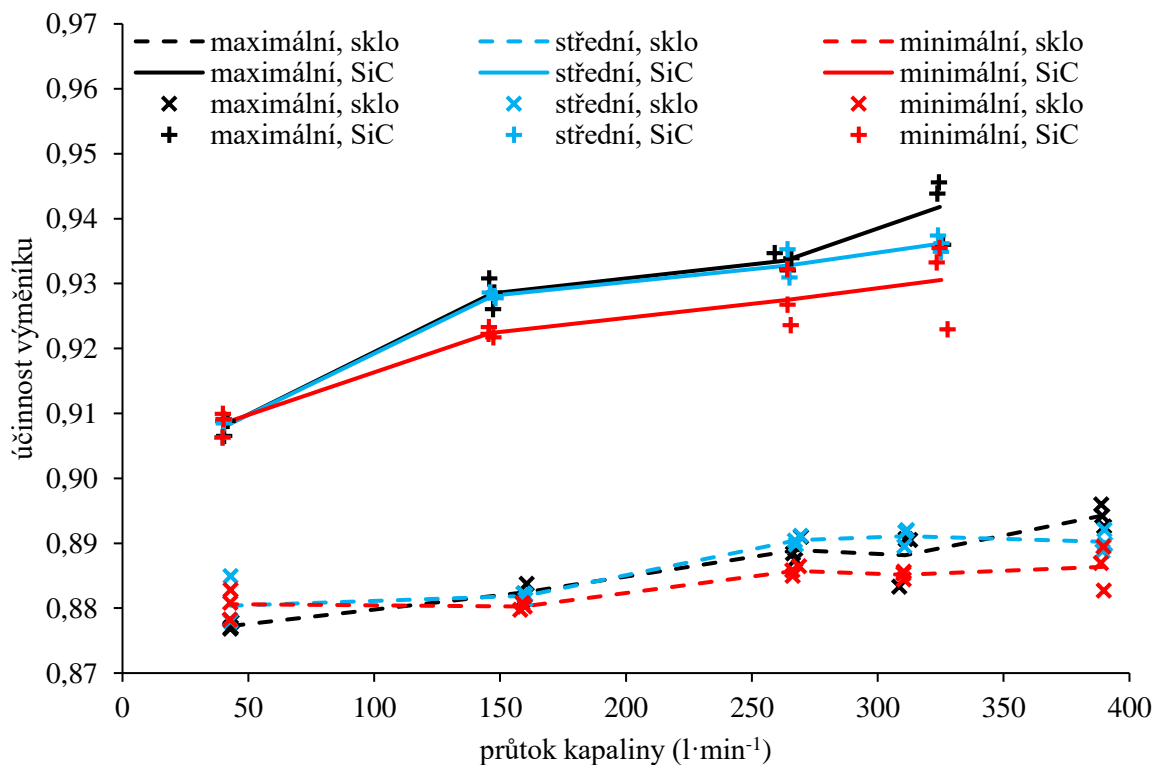
Výraznější je však závislost diskutovaného teplotního rozdílu na průtoku chladicí kapaliny, která vykazuje řádově vyšší hodnoty součinitele přestupu tepla než vzduch. Na celkový prostup tepla by tak měl mít průtok kapaliny teoreticky minimální vliv. Odskok u nejnižšího průtoku kapaliny u karbidového výměníku (pozorovaný již na obr. 17) je zřejmě způsoben křížením proudu vzduchu před výstupem z výměníku s kapalinou na konci druhého a na počátku třetího chodu, která má v tomto případě již nezanedbatelně vyšší teplotu než při vstupu do prvního chodu. U skleněného výměníku však k výraznějšímu odskočení nedošlo, zřejmě z důvodu větších hodnot teplotního rozdílu.

Na podobném principu jako je srovnání na základě rozdílu teplot je založeno i srovnání výměníků podle účinnosti popsané v kapitole 2.4.5. Účinností se v tomto případě rozumí podíl rozdílu teplot vzduchu (na vstupu a výstupu z výměníku) a rozdílu vstupních teplot médií (vzduchu a chladicí kapaliny). Závislost účinnosti na průtoku chladicí kapaliny je na obr. 20. Jelikož se opět jedná o srovnání na základě měřených teplot, je tato závislost velmi podobná závislosti na obr. 19. Rovněž vysvětlení nižší účinnosti za nejnižšího průtoku chladicí kapaliny u karbidového výměníku spočívá v křížení proudů.





Obr. 19: Závislost rozdílu výstupní teploty vzduchu a vstupní teploty chladicí kapaliny na průtoku chladicí kapaliny pro různé průtoky vzduchu pro oba výměníky – kompletní naměřené hodnoty a křivky spojující průměrné hodnoty jednotlivých trojic měření



Obr. 20: Závislost účinnosti výměníku (podíl rozdílu teplot vzduchu a rozdílu vstupních teplot médií) na průtoku chladicí kapaliny pro různé průtoky vzduchu pro oba výměníky – kompletní naměřené hodnoty a křivky spojující průměrné hodnoty jednotlivých trojic měření

## 5 ZÁVĚR

Srovnání trubkových výměníků tepla s teplosměnnou plochou z borosilikátového skla a z karbidu křemičitého na základě experimentálně zjištěného tepelného toku teplosměnnou plochou a teoretického výpočtu součinitele prostupu tepla poskytlo prakticky zanedbatelné rozdíly mezi výměníky. Příčinou byly nízké hodnoty součinitele přestupu tepla na straně vzduchu, kvůli kterým byly rozdíly způsobené součinitelem přestupu tepla na straně chladicí kapaliny i rozdílnou kvalitou teplosměnné plochy prakticky zanedbatelné.

Klíčovou vlastností při srovnání skla a karbidu křemíku jako materiálu pro teplosměnnou plochu je tepelná vodivost, která je v případě karbidu křemíku o dva řády větší než v případě skla. Karbid křemíku má rovněž lepší mechanické vlastnosti než sklo, nevýhodou je však jeho neprůhlednost a cena.

Při experimentu byla sledována odlišnost rozdílu výstupní teploty vzduchu a vstupní teploty chladicí kapaliny pro karbidový a skleněný výměník. U skleněného výměníku byl tento rozdíl v průměru o polovinu vyšší než u karbidového. Tento jev snížil u karbidového výměníku hodnotu středního teplotního rozdílu, což mělo za následek asi o 16 % vyšší hodnoty experimentálního součinitele prostupu tepla ve srovnání se skleněným výměníkem. Nižší hodnota tohoto rozdílu znamenala rovněž mnohem vyšší hodnoty účinnosti karbidového výměníku ve srovnání se skleněným.

Experimentální hodnoty součinitele prostupu tepla vypočtené z dat o chladicí kapalině byly kvůli malé změně teplot velmi nepřesné. Chladicí kapalina proudila laminárně, vzduch měl pravděpodobně přechodový charakter proudění. Vzduch se při výstupu z výměníku nacházel vždy přibližně 1,5 °C nad rosným bodem v závislosti na průtoku vzduchu.

Metoda s využitím  $j$  faktoru, korekčních faktorů na přepážky ve výměníku a korekce na kondenzaci vlhkosti, která byla zvolena pro teoretický výpočet, odpovídala u skleněného výměníku pro nejvyšší průtoky vzduchu experimentálním hodnotám. Při nižších průtocích však bylo oproti modelu vyměněno méně tepla. V případě karbidového výměníku nedokázal model reagovat na změnu středního teplotního rozdílu oproti situaci u skleněného výměníku a předpovídal o to nižší hodnoty součinitele prostupu tepla.

Odhadované ztráty opláštěním výměníku, zahrnuté do energetické bilance, činily v závislosti na průtoku vzduchu a míře ochlazení vzduchu 3–6 % tepla odevzdaného vzduchem chladicí kapalině. Tato hodnota by se dala označit jako daň za nepoužití izolace, tedy za možnost sledovat proces vizuálně. Byl rovněž ukázán výpočet tepla prostoupeného vlivem kondenzace vzdušné vlhkosti, které je třeba připočíst k teplu prostoupenému z nekondenzujícího vzduchu (ať již zjištěnému z experimentálních dat nebo z teoretického modelu), aby byla získána informace o celkovém tepelném toku prostupujícím do chladicí kapaliny.

V práci bylo rovněž zjištěno, že přepážky použité ve výměníku jsou odřezány více, než by bylo optimální pro vyvážený poměr účinné výměny tepla a nízkých tlakových ztrát. Rovněž použití tříchodového toku kapaliny se neukázalo jako optimální. Zvýšení hodnoty Reynoldsova čísla, a tedy zefektivnění přestupu tepla na straně chladicí kapaliny, se totiž ukázalo být vzhledem k nízkým hodnotám součinitele přestupu tepla na straně vzduchu zcela zbytečné. Vyšší teplota kapaliny na vstupu do třetího chodu se pak ukázala jako příčina nižší účinnosti karbidového výměníku při nižších průtocích chladicí kapaliny.

Práci by bylo vhodné dále rozšířit o měření při vyšších průtocích vzduchu a využít tak více potenciál, který tyto výměníky nabízí. Navázat na tuto práci by mohlo rovněž měření při větším spektru vstupních teplot teplosměnných médií a při různých hodnotách vlhkosti vzduchu. Dále by se bylo možné zabývat možnostmi zpřesnění výpočtů, a to především výpočtu středního teplotního rozdílu.

## 6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] RICHTER, Jan, Tomáš SVĚŘÁK a Petr STEHLÍK. *Chemické inženýrství I*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2004. ISBN 80-214-2568-7.
- [2] NEUŽIL, Lubomír a Vladimír MÍKA. *Chemické inženýrství I*. 2. upr. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 1998. ISBN 80-708-0312-6.
- [3] HORVÁT, Petr. *Účinnost tepelných výměníků v kryogenních procesech*. Brno, 2017, 45 s. Dostupné také z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=146395](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=146395). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, Ústav chemie materiálů. Vedoucí práce Tomáš Svěrák.
- [4] Shell-and-Tube Heat Exchangers Construction Details. *H&C Heat Transfer Solutions, Inc.: Heat Transfer Engineering, Thermal Engineering and Design* [online]. Sarnia: H&C Heat Transfer Solutions, ©2008–2014 [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: [http://www.hcheattransfer.com/shell\\_and\\_tube.html](http://www.hcheattransfer.com/shell_and_tube.html)
- [5] PERRY, Robert a Don GREEN. *Perry's chemical engineers' handbook*. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2008. ISBN 00-714-2294-3.
- [6] BAFRNEC, Milan, V. BÁLEŠ, I. LANGFELDER a J. LONGAUER. *Chemické inžinierstvo I*. 1. vyd. Bratislava: Malé Centrum, 1999. ISBN 80-967-0643-8.
- [7] ŠNITA, Dalimil. *Příklady a úlohy z chemického inženýrství I*. 2. přepr. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2002. ISBN 80-708-0489-0.
- [8] LUDVÍK, Miloslav. *Laboratorní cvičení z chemického inženýrství*. 2. rozšíř. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 1992. ISBN 80-708-0150-6.
- [9] LI, J. D. a G. THORPE. Modelling of Heat and Mass Transfer Involving Vapour Condensation in the Presence of Non-Condensable Gases. In: *17th Australasian Fluid Mechanics Conference 2010*. Auckland: University of Auckland, 2010, s. 96-99. ISBN 978-1-61782-913-0. Dostupné také z: [https://people.eng.unimelb.edu.au/imarusic/proceedings/17/068\\_Paper.pdf](https://people.eng.unimelb.edu.au/imarusic/proceedings/17/068_Paper.pdf)
- [10] KNUDSEN, James George a Donald La Verne KATZ. *Fluid dynamics and heat transfer*. New York: McGraw-Hill, 1958, 576 s.
- [11] JIRÁSEK, Jakub a Martin VAVRO. *Nerostné suroviny a jejich využití* [online]. Ostrava: Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy ČR & Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2019-04-30]. ISBN 978-80-248-1378-3. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/uvodem.html>
- [12] SAINT-GOBAIN CERAMICS. *Hexoloy® Silicon Carbide Chemical Process Heat Exchanger Tubing*. Niagara Falls, 2012, 4 s. Dostupné také z: <https://www.ceramicsrefractories.saint-gobain.com/sites/imdf.hpr.com/files/hexoloy-sic-chemical-process-he-tubing-en-1021-tds.pdf>
- [13] MVB OPAVA CZ. *Chladič DN200*. Opava, 2017.
- [14] Hexoloy® Silicon Carbide Materials. *Saint-Gobain Performance Ceramics & Refractories* [online]. Courbevoie: Saint-Gobain, 2019 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.ceramicsrefractories.saint-gobain.com/hexoloy/hexoloy-sic-materials>
- [15] FRANTIŠEK, Kratochvíl. *Propylenglykol*. Brno, c2007-2017, 1 s. Dostupné také z: <http://www.epitesty.cz/pasports/P%2019%20A.pdf>
- [16] CONVECTheat® E.C.O. *ZEVAR e-shop* [online]. Větrný Jeníkov: ZEVAR, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.zevar.cz/eshop/products/view/9-pro-topne-systemy/33-convectheatr-eco>

- [17] DOW CHEMICAL COMPANY. *Engineering and Operating Guide for DOWFROST and DOWFROST HD Inhibited Propylene Glycol-based Heat Transfer Fluids*. Midland, 2008, 44 s. Dostupné také z: [http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh\\_010e/0901b8038010e417.pdf](http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh_010e/0901b8038010e417.pdf)
- [18] ENDRESS+HAUSER. *Proline Prosonic Flow 93T Portable: Technical Information*. 01.07.2011. Reinach, 2011, 22 s. Dostupné také z: [https://portal.endress.com/wa001/dla/5000254/3000/000/02/TI00085DEN\\_1311.pdf](https://portal.endress.com/wa001/dla/5000254/3000/000/02/TI00085DEN_1311.pdf)
- [19] CHARVÁTOVÁ, Hana, Dagmar JANÁČOVÁ, Karel KOLOMAZNÍK a Zdeněk DVOŘÁK. FAKULTA APLIKOVANÉ INFORMATIKY. *Termofyzikální vlastnosti vybraných látek*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 123 s. ISBN 978-80-7318-787-3.
- [20] Meteostanice - Brno - Kraví hora: aktuální teplota, vítr, tlak, srážky. *IN-pocasi* [online]. Plzeň: InMeteo, 2017 [cit. 2019-04]. Dostupné z: [https://www.in-pocasi.cz/meteostanice/stanice.php?stanice=brno\\_k](https://www.in-pocasi.cz/meteostanice/stanice.php?stanice=brno_k)
- [21] Atmosferický tlak. *Meteocentrum.cz* [online]. Praha: IFYS, c2007-2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.meteocentrum.cz/zajimavosti/encyklopedie/atmosfericky-tlak>
- [22] SCHWARZER, Jan. Teorie vlhkého vzduchu (I): Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu. In: *TZB-info* [online]. Praha: Topinfo, c2001-2019 [cit. 2019-05-06]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>
- [23] SPANG, Bernhard. *Water97\_v13.xla: Excel Add-In for Properties of Water and Steam in SI-Units*. 1.3. Hamburg, c2000-2002.
- [24] ENDRESS+HAUSER. *Proline t-mass B 150: Technické informace*. 11.05.2012. Reinach, 2012, 32 s. Dostupné také z: [https://portal.endress.com/wa001/dla/5001116/9391/000/00/TI01020DCS\\_0212.pdf](https://portal.endress.com/wa001/dla/5001116/9391/000/00/TI01020DCS_0212.pdf)

## 7 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

*Symbols a jednotky veličin používaných v textu (latinka)*

$A$		kritérium pro výpočet korekčního faktoru středního teplotního rozdílu
$a_n$	m	rozdl výšky položení trubek při trojúhelníkovém uspořádání
$a_o$	m	rozdl výšky položení trubek nacházejících se nad sebou
$a_p$	m	vzdálenost středů trubek v průmětu do vodorovné roviny
$B$		kritérium pro výpočet korekčního faktoru středního teplotního rozdílu
$C$		konstanta pro výpočet Nusseltova čísla
$c_p$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
$c_{pv}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita suchého vzduchu při stálém tlaku
$c_{pp}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita vodní páry při stálém tlaku
$c_{pH_2O}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita vody při stálém tlaku
$d$	m	charakteristický lineární rozměr
$d_c$	m	výška kruhové úseče vzniklé odřezáním části přepážky
$d_{otl}$	m	průměr kružnice co nejtěsněji opisující svazek trubek
$d_p$	m	průměr mezitrubkového prostoru
$d_t$	m	průměr trubky
$e$	2,718 281 828	Eulerovo číslo
$F_c$		zlomek trubek v příčném toku
$F_o$		zlomek plochy příčného průtoku pro obtékání
$f$		funkce pro výpočet Nusseltova čísla
$f_r$		faktor příčného tření pro hrubý povrch
$f_s$		faktor příčného tření pro hladký povrch
$f_T$		korekční faktor pro střední teplotní rozdl proudů
$\dot{G}$	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní průtok
$\dot{G}_k$	$kg \cdot s^{-1}$	rychlost kondenzace
$Gr$		Grashofovo číslo
$g$	$9,81 m \cdot s^{-2}$	gravitační zrychlení
$\Delta h_k$	$J \cdot kg^{-1}$	kondenzační teplo
$J_b$		korekční faktor obtékání svazku trubek pro součinitele přestupu tepla
$J_c$		korekční faktor obtékání přepážek pro součinitele přestupu tepla
$J_1$		korekční faktor protékání přepážek pro součinitele přestupu tepla
$j$		korekční faktor pro výpočet součinitele přestupu tepla
$K$		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při varu kapaliny
$k$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla stěnou
$k_{teor}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla získaný teoretickým výpočtem
$k_p$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla opláštěním výměníku
$k_v$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla mezi chladicí kapalinou a vzduchem
$L$		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při kondenzaci plynu
$l$	m	délka trubky ve výměníku
$l_o$	m	rozdl celkové délky trubky a délky trubky použité pro výměnu tepla
$l_s$	m	vzdálenost mezi přepážkami mezitrubkového prostoru
$M_{H_2O}$	$18,015 \cdot 10^{-3} kg \cdot mol^{-1}$	molární hmotnost vody
$M_v$	$28,96 \cdot 10^{-3} kg \cdot mol^{-1}$	molární hmotnost vzduchu
$m$		konstanta pro výpočet Nusseltova čísla
$n$		počet trubek výměníku
$n_c$		počet řad trubek křížených tekutinou v sektoru s příčným tokem
$n_{tt}$		počet těsnících tyčí ve výměníku
$Nu$		Nusseltovo číslo

$p$	Pa	tlak
$p_m$	Pa	tlak syté páry
Pr		Prandtlovo číslo
$\dot{Q}$	W	tepelný tok teplosměnnou plochou
$\dot{Q}_k$	W	tepelný tok mezi chladicí kapalinou a kondenzující vlhkostí
$\dot{Q}_v$	W	tepelný tok mezi chladicí kapalinou a vzduchem bez zohlednění ztrát
$\dot{Q}_{ztr.}$	W	tepelný tok mezi výměníkem a okolím
$q$	$W \cdot m^{-2}$	hustota tepelného toku
R	$8,314 J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$	univerzální plynová konstanta
$r$	m	poloměr trubky
Re		Reynoldsovo číslo
$S_m$	$m^2$	plocha příčného průtoku v sekci mezitrubkového prostoru
$S_p$	$m^2$	plocha průřezu mezitrubkového prostoru
$S_{pb}$	$m^2$	plocha mezi přepážkou a opláštěním výměníku
$S_{tb}$	$m^2$	plocha mezi přepážkou a trubkou
$T$	K	termodynamická teplota látky
$t$	$^{\circ}C$	teplota proudu
$t_g$	$^{\circ}C$	teplota plynu
$t_l$	$^{\circ}C$	teplota kapaliny
$t_w$	$^{\circ}C$	teplota stěny
$\Delta t$	$^{\circ}C$	rozdíl teplot proudů
$\Delta t_{in}$	$^{\circ}C$	rozdíl teplot proudů na vstupu do výměníku
$\Delta t_{kr}$	$^{\circ}C$	kritický teplotní rozdíl
$\Delta t_{stř}$	$^{\circ}C$	střední teplotní rozdíl proudů
$\Delta t_w$	$^{\circ}C$	rozdíl teplot tekutiny a stěny
$u$	$m \cdot s^{-1}$	lineární rychlost tekutiny
$\dot{V}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	objemový průtok
$w$		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při varu kapaliny
$x$		měrná vlhkost vzduchu
$y_i$	m	tloušťka izolace
$z$		konstanta pro výpočet součinitele přestupu tepla při varu kapaliny

*Symbols a jednotky veličin používaných v textu (řecká abeceda)*

$\alpha$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla
$\beta$	$K^{-1}$	součinitel tepelné objemové roztažnosti
$\delta_{pb}$	m	velikost mezery mezi přepážkou a vnitřní stěnou opláštění výměníku
$\varepsilon$	m	výška drsnosti povrchu
$\varphi$	%	relativní vlhkost vzduchu
$\eta$	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$	dynamická viskozita tekutiny
$\eta_w$	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$	dynamická viskozita tekutiny při teplotě stěny
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_i$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti izolace
$\pi$	3,141 592 654	Ludolfovo číslo
$\rho$	$kg \cdot m^{-3}$	hustota tekutiny
$\sigma$	$5,670 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$	Stefan-Boltzmanova konstanta

*Význam horních indexů veličin používaných v textu*

jedna čárka	pravý nebo dolní konec tepelného výměníku
dvě čárky	levý nebo horní konec tepelného výměníku

*Význam dolních indexů veličin používaných v textu*

1	vnitřní
2	vnější
3	okolní prostředí
c	karbid křemičitý
k	kondenzát
kor	korigovaná hodnota
N	normální podmínky
s	borosilikátové sklo

## 8 PŘÍLOHY

Kompletní naměřená data a výsledky výpočtů se nacházejí v následujících tabulkách. U některých veličin je výsledek doplněn výběrovou směrodatnou odchylkou, která je tištěna šedým písmem. Římská čísla v kódu měření odpovídá velikosti průtoku vzduchu, arabská čísla odpovídá velikosti průtoku chladicí kapaliny a písmeno odlišuje opakovaná měření. První je vždy uvedena tabulka pro výměník z karbidu křemíku, následuje tabulka pro skleněný výměník.

*Tabulka 9 a 10: Naměřená data, dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla z naměřených údajů pro chladicí kapalinu (dle kapitoly 3.3.1)*

SiC kód	$t'_1$ °C	$t''_1$ °C	$\dot{V}_1''$ dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>	$\rho_1''$ kg·m <sup>-3</sup>	$c_{p1}$ J·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup>	$\Delta t_{stf}$ °C	$\dot{Q}_1$ W	$k_1$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
III4a	5,93 0,02	5,87 0,03	323,7 2,5	1 048,4	3 477	5,61	1 141 355	28,9 8,9
III4b	5,61 0,00	5,56 0,00	324,3 2,6	1 048,7	3 476	5,72	986 13	24,5 0,3
III4c	1,12 0,04	1,04 0,02	326,0 2,4	1 052,9	3 459	7,64	1 647 402	30,6 7,4
III3a	4,56 0,08	4,46 0,06	259,1 2,2	1 049,7	3 472	6,36	1 501 377	33,5 8,4
III3b	1,17 0,09	1,06 0,08	264,3 2,2	1 052,9	3 459	7,65	1 815 430	33,7 7,9
III3c	0,45 0,04	0,34 0,04	265,7 2,3	1 053,6	3 456	7,92	1 808 389	32,4 6,9
III2a	1,04 0,00	0,89 0,00	147,2 1,6	1 053,1	3 459	7,79	1 325 41	24,1 0,8
III2b	1,16 0,04	0,94 0,02	147,7 1,5	1 053,0	3 459	7,81	1 907 278	34,7 5,0
III2c	0,34 0,03	0,16 0,01	145,6 1,6	1 053,7	3 456	7,68	1 598 243	29,6 4,5
III1a	1,80 0,00	1,11 0,01	41,8 0,9	1 052,9	3 461	8,30	1 767 55	30,2 0,9
III1b	1,15 0,01	0,41 0,00	40,4 0,9	1 053,5	3 458	8,41	1 821 43	30,8 0,7
III1c	0,75 0,01	0,04 0,04	40,2 0,9	1 053,9	3 456	8,61	1 736 112	28,6 1,7
II4a	1,23 0,08	1,14 0,06	325,4 2,5	1 052,8	3 460	7,54	1 667 599	31,4 11,3
II4b	1,65 0,02	1,59 0,02	323,9 2,5	1 052,4	3 461	6,98	1 125 236	22,9 4,8
II4c	0,58 0,08	0,51 0,06	325,1 2,5	1 053,4	3 457	7,55	1 330 619	25,0 11,7
II3a	1,78 0,04	1,67 0,05	264,0 2,4	1 052,3	3 462	7,34	1 770 382	34,2 7,3
II3b	0,67 0,03	0,56 0,03	264,9 2,3	1 053,4	3 457	7,91	1 663 262	29,9 4,7
II3c	0,77 0,09	0,70 0,08	264,2 2,2	1 053,2	3 458	7,36	1 210 487	23,4 9,4
II2a	1,61 0,00	1,46 0,00	148,2 1,5	1 052,5	3 461	7,54	1 350 14	25,4 0,3
II2b	1,19 0,03	0,98 0,01	147,7 1,6	1 053,0	3 459	7,81	1 858 258	33,8 4,7
II2c	0,40 0,06	0,26 0,06	146,0 1,4	1 053,7	3 456	7,72	1 309 158	24,1 2,9
II1a	0,77 0,03	0,15 0,03	40,2 0,9	1 053,8	3 457	8,46	1 526 69	25,6 1,1
II1b	1,07 0,03	0,41 0,04	40,4 0,9	1 053,5	3 458	8,49	1 617 79	27,1 1,2
II1c	0,69 0,03	0,02 0,02	39,8 0,9	1 053,9	3 456	8,47	1 604 63	26,9 1,0
I4a	5,23 0,02	5,17 0,02	323,4 2,8	1 049,0	3 475	6,16	1 290 371	29,7 8,5
I4b	5,12 0,02	5,08 0,01	324,6 2,9	1 049,1	3 474	6,17	701 188	16,1 4,3
I4c	0,18 0,08	0,11 0,09	327,7 2,5	1 053,8	3 456	8,41	1 373 576	23,1 9,6
I3a	0,16 0,10	0,11 0,08	265,4 2,3	1 053,8	3 456	8,38	787 495	13,3 8,4
I3b	0,95 0,05	0,89 0,04	264,0 2,3	1 053,1	3 458	7,63	884 431	16,4 8,0
I3c	0,54 0,04	0,46 0,04	264,2 2,3	1 053,5	3 457	8,09	1 233 332	21,6 5,8
I2a	1,29 0,09	1,14 0,08	147,3 1,5	1 052,8	3 460	7,85	1 303 282	23,6 5,1
I2b	0,40 0,04	0,26 0,03	145,6 1,6	1 053,7	3 456	8,26	1 233 119	21,2 2,1
I2c	0,44 0,02	0,29 0,00	145,5 1,7	1 053,6	3 456	7,98	1 338 157	23,8 2,8
I1a	0,90 0,02	0,41 0,02	40,2 1,0	1 053,5	3 457	8,24	1 205 40	20,8 0,7
I1b	0,57 0,02	0,01 0,04	39,8 0,9	1 053,9	3 456	8,61	1 353 88	22,3 1,4
I1c	0,59 0,04	0,04 0,04	39,9 0,9	1 053,9	3 456	8,61	1 314 120	21,7 1,9



sklo kód	$t'_1$ °C	$t''_1$ °C	$\dot{V}_1''$ dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>	$\rho_1''$ kg·m <sup>-3</sup>	$c_{p1}$ J·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup>	$\Delta t_{stf}$ °C	$\dot{Q}_1$ W	$k_1$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
III5a	1,22 0,08	0,99 0,09	388,8 3,0	1 053,0	3 459	8,70	5 393 496	88,0 7,8
III5b	3,18 0,02	2,99 0,03	389,9 3,1	1 051,1	3 467	8,17	4 637 437	80,6 7,4
III5c	2,90 0,00	2,71 0,00	389,2 2,9	1 051,4	3 466	8,16	4 490 33	78,1 0,6
III4a	2,26 0,05	2,03 0,03	311,1 2,5	1 052,0	3 463	8,48	4 310 466	72,2 7,8
III4b	0,39 0,07	0,14 0,08	308,6 2,6	1 053,8	3 456	9,56	4 827 633	71,7 9,2
III4c	3,01 0,04	2,79 0,03	312,9 2,5	1 051,3	3 466	8,12	4 171 490	73,0 8,7
III3a	1,60 0,03	1,38 0,03	267,3 2,4	1 052,6	3 461	8,80	3 425 333	55,3 5,4
III3b	0,66 0,05	0,41 0,05	266,4 2,1	1 053,5	3 457	9,24	4 132 447	63,5 6,8
III3c	2,38 0,07	2,16 0,06	269,6 2,2	1 051,9	3 464	8,25	3 673 439	63,2 7,5
III2a	0,91 0,06	0,57 0,06	159,1 1,7	1 053,4	3 458	9,26	3 261 221	50,0 3,4
III2b	1,40 0,03	1,14 0,04	160,6 1,8	1 052,8	3 460	9,07	2 541 183	39,8 2,8
III2c	0,85 0,04	0,56 0,05	159,4 1,7	1 053,4	3 458	9,10	2 837 251	44,3 3,8
III1a	2,13 0,05	1,41 0,05	43,4 1,0	1 052,6	3 462	8,88	1 880 75	30,1 1,2
III1b	0,92 0,01	0,08 0,03	42,8 1,0	1 053,8	3 457	9,54	2 197 72	32,7 1,0
III1c	1,38 0,04	0,62 0,03	43,1 1,0	1 053,3	3 459	9,07	1 975 69	31,0 1,1
II5a	1,36 0,00	1,16 0,00	390,3 2,9	1 052,8	3 460	8,91	4 739 35	75,5 0,7
II5b	2,00 0,00	1,75 0,00	390,1 3,0	1 052,3	3 462	8,42	5 920 48	99,9 0,9
II5c	1,70 0,02	1,50 0,02	389,4 2,9	1 052,5	3 461	8,54	4 630 688	77,0 11,4
II4a	2,22 0,00	2,03 0,00	311,6 2,5	1 052,0	3 463	8,40	3 595 29	60,8 0,5
II4b	1,13 0,04	0,93 0,05	310,6 2,7	1 053,0	3 459	9,00	3 834 411	60,5 6,3
II4c	1,66 0,01	1,46 0,04	311,0 2,3	1 052,5	3 461	8,55	3 823 476	63,5 7,8
II3a	1,53 0,05	1,32 0,05	267,5 2,3	1 052,7	3 460	8,76	3 473 377	56,3 6,1
II3b	1,15 0,03	0,93 0,04	267,2 2,3	1 053,0	3 459	8,98	3 564 297	56,4 4,6
II3c	2,49 0,00	2,30 0,00	269,4 2,2	1 051,7	3 464	8,20	3 109 28	53,8 0,5
II2a	1,10 0,00	0,78 0,00	159,5 1,6	1 053,2	3 459	9,16	3 082 49	47,8 0,8
II2b	1,22 0,06	0,93 0,06	160,0 1,6	1 053,0	3 459	9,20	2 787 142	43,0 2,2
II2c	1,50 0,06	1,23 0,05	160,0 1,6	1 052,7	3 460	8,86	2 602 235	41,7 3,7
II1a	1,15 0,00	0,37 0,02	42,9 0,9	1 053,5	3 458	9,39	2 023 74	30,6 1,1
II1b	1,37 0,02	0,62 0,04	42,9 1,0	1 053,3	3 459	9,04	1 946 84	30,6 1,3
II1c	1,23 0,04	0,60 0,03	42,9 0,9	1 053,3	3 458	8,80	1 637 73	26,4 1,1
I5a	0,27 0,00	0,07 0,00	388,7 3,0	1 053,8	3 456	9,33	4 719 37	71,9 0,6
I5b	2,52 0,04	2,33 0,06	389,8 3,1	1 051,7	3 464	8,66	4 546 837	74,6 13,5
I5c	2,50 0,04	2,34 0,03	389,7 3,0	1 051,7	3 464	8,44	3 843 571	64,6 9,5
I4a	1,53 0,00	1,35 0,00	310,2 2,5	1 052,6	3 460	8,87	3 423 77	54,8 1,2
I4b	1,08 0,00	0,89 0,00	310,4 2,7	1 053,1	3 459	9,15	3 580 31	55,5 0,5
I4c	1,13 0,02	0,94 0,04	310,3 2,5	1 053,0	3 459	8,91	3 630 516	57,8 8,0
I3a	0,96 0,06	0,75 0,04	266,2 2,2	1 053,2	3 458	9,13	3 513 425	54,7 6,6
I3b	0,50 0,02	0,30 0,00	266,1 2,2	1 053,6	3 457	9,38	3 265 295	49,4 4,5
I3c	1,97 0,03	1,80 0,00	268,8 2,4	1 052,2	3 462	8,53	2 775 489	46,2 8,0
I2a	0,27 0,00	0,02 0,02	158,1 1,7	1 053,9	3 456	9,56	2 438 168	36,2 2,4
I2b	1,06 0,06	0,79 0,01	159,8 1,6	1 053,2	3 459	9,31	2 630 526	40,1 8,0
I2c	0,40 0,04	0,12 0,04	158,9 1,6	1 053,8	3 456	9,33	2 716 166	41,4 2,5
I1a	1,08 0,06	0,50 0,05	42,9 1,0	1 053,4	3 458	9,28	1 512 64	23,1 1,0
I1b	0,98 0,00	0,43 0,01	42,8 0,9	1 053,5	3 458	9,11	1 437 38	22,4 0,6
I1c	1,09 0,05	0,45 0,05	42,7 1,0	1 053,5	3 458	9,03	1 653 67	26,0 1,0

Tabulka 11 a 12: Naměřená data, dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty tepelného toku z kondenzované vzdušné vlhkosti z naměřených údajů pro vzduch (dle kapitoly 3.3.2.1)

SiC kód	$t'_2$ °C	$t''_2$ °C	$\varphi'_2$ %	$\varphi''_2$ %	$\dot{V}_{N_2}$ $m_N^3 \cdot h^{-1}$	$x'_2$ %	$x''_2$ %	$\dot{Q}_k$ W
III4a	23,03 0,01	6,83 0,03	34,80 0,04	91,52 0,02	168,4 0,5	0,612	0,566	68 4
III4b	23,22 0,01	6,52 0,01	34,54 0,06	91,53 0,00	171,0 0,7	0,612	0,552	91 2
III4c	23,54 0,01	2,48 0,03	35,34 0,01	88,85 0,04	166,8 0,7	0,637	0,401	349 5
III3a	23,10 0,01	5,68 0,07	35,76 0,04	88,85 0,08	169,0 0,7	0,632	0,507	186 2
III3b	23,21 0,01	2,57 0,09	34,08 0,04	89,96 0,04	171,5 0,6	0,603	0,410	295 3
III3c	23,45 0,01	1,87 0,04	35,13 0,04	89,54 0,00	165,9 0,4	0,630	0,387	359 6
III2a	22,91 0,01	2,52 0,02	34,22 0,06	89,12 0,22	168,0 0,8	0,592	0,403	282 1
III2b	23,30 0,01	2,54 0,03	30,71 0,06	89,65 0,05	166,3 0,6	0,540	0,403	202 2
III2c	22,33 0,01	1,69 0,02	28,35 0,07	89,94 0,05	170,4 0,7	0,469	0,380	135 3
III1a	23,45 0,01	3,14 0,01	34,93 0,10	90,53 0,01	165,2 0,5	0,626	0,429	289 6
III1b	22,90 0,01	2,51 0,01	33,92 0,06	89,74 0,07	169,5 0,6	0,586	0,405	273 1
III1c	23,22 0,01	2,15 0,02	30,34 0,04	89,81 0,12	166,8 0,7	0,531	0,393	205 2
II4a	23,36 0,01	2,56 0,06	31,15 0,05	87,95 0,10	139,9 0,4	0,550	0,396	191 4
II4b	22,26 0,01	2,88 0,01	27,88 0,06	90,02 0,02	139,4 0,6	0,459	0,414	56 2
II4c	22,62 0,01	1,95 0,05	30,12 0,04	87,84 0,12	140,3 0,5	0,507	0,378	161 2
II3a	22,95 0,01	3,11 0,05	34,21 0,05	89,20 0,04	140,0 0,5	0,593	0,420	214 2
II3b	23,34 0,01	2,14 0,01	31,04 0,07	87,79 0,15	139,2 0,7	0,547	0,384	203 4
II3c	22,29 0,01	2,10 0,07	28,10 0,05	89,86 0,05	139,5 0,6	0,463	0,391	90 2
II2a	22,93 0,01	3,01 0,01	34,11 0,05	89,02 0,08	140,4 0,6	0,591	0,417	217 1
II2b	23,28 0,01	2,58 0,01	30,66 0,15	88,91 0,04	137,8 0,5	0,539	0,401	168 2
II2c	22,31 0,01	1,83 0,05	28,21 0,04	89,25 0,08	139,4 0,5	0,466	0,381	105 1
II1a	22,84 0,01	2,22 0,02	33,71 0,13	89,38 0,11	137,6 0,5	0,580	0,395	227 1
II1b	23,25 0,01	2,49 0,02	30,29 0,07	88,78 0,07	137,7 0,5	0,531	0,398	163 1
II1c	22,60 0,01	2,14 0,03	28,55 0,03	87,61 0,08	140,7 0,5	0,480	0,382	122 1
I4a	23,07 0,01	6,36 0,02	34,80 0,04	89,02 0,03	102,7 0,4	0,613	0,532	73 2
I4b	23,20 0,01	6,25 0,02	34,63 0,02	89,48 0,08	105,0 0,3	0,613	0,529	77 2
I4c	23,52 0,01	1,91 0,07	35,27 0,04	85,82 0,05	102,0 0,6	0,635	0,372	239 2
I3a	23,49 0,01	1,90 0,07	35,31 0,05	86,32 0,05	101,1 0,4	0,635	0,374	235 1
I3b	22,96 0,01	2,39 0,08	34,45 0,10	87,55 0,27	105,2 0,6	0,598	0,392	192 1
I3c	23,34 0,01	2,13 0,03	31,04 0,08	86,10 0,15	102,6 0,3	0,547	0,376	156 2
I2a	22,93 0,01	2,85 0,06	34,29 0,07	87,01 0,18	103,8 0,6	0,594	0,402	176 1
I2b	23,33 0,01	2,03 0,02	30,86 0,12	86,00 0,05	101,6 0,5	0,544	0,373	155 1
I2c	22,50 0,01	2,02 0,01	28,72 0,05	86,68 0,06	104,7 0,5	0,480	0,375	98 1
I1a	22,47 0,01	2,41 0,03	28,79 0,04	87,06 0,11	104,6 0,5	0,480	0,387	87 1
I1b	22,88 0,01	2,15 0,02	34,03 0,12	87,12 0,10	103,9 0,4	0,587	0,383	189 1
I1c	23,20 0,01	2,13 0,02	30,87 0,22	87,39 0,16	102,6 0,5	0,540	0,382	144 2

sklo kód	$t'_2$ °C	$t''_2$ °C	$\varphi'_2$ %	$\varphi''_2$ %	$\dot{V}_{N_2}$ $m_N^3 \cdot h^{-1}$	$x'_2$ %	$x''_2$ %	$\dot{Q}_k$ W
III5a	23,13 0,01	3,29 0,06	34,23 0,03	88,04 0,08	176,4 0,6	0,603	0,422	283 4
III5b	23,54 0,01	5,19 0,01	36,71 0,05	87,09 0,05	174,7 0,6	0,662	0,477	285 2
III5c	23,35 0,01	4,89 0,01	32,46 0,15	89,30 0,05	174,7 0,6	0,573	0,475	152 5
III4a	23,26 0,01	4,36 0,03	36,24 0,00	88,23 0,04	173,2 0,7	0,646	0,458	288 2
III4b	23,57 0,01	2,87 0,07	36,36 0,05	85,59 0,06	174,4 0,5	0,656	0,397	402 3
III4c	23,11 0,01	5,01 0,02	34,42 0,17	91,56 0,04	178,6 0,5	0,603	0,494	171 6
III3a	23,18 0,01	3,84 0,01	34,34 0,07	91,32 0,23	175,4 0,9	0,604	0,453	234 1
III3b	23,38 0,01	2,97 0,03	31,73 0,01	88,58 0,06	173,4 0,7	0,561	0,411	231 2
III3c	22,84 0,01	4,41 0,04	29,27 0,04	90,05 0,10	176,2 0,7	0,499	0,462	58 3
III2a	23,19 0,01	3,25 0,04	34,42 0,15	91,50 0,17	175,8 0,9	0,606	0,436	265 6
III2b	23,40 0,01	3,72 0,02	31,33 0,03	89,30 0,05	175,1 0,8	0,555	0,437	183 1
III2c	22,82 0,01	3,18 0,04	28,98 0,04	89,25 0,04	177,8 0,6	0,494	0,419	118 2
III1a	23,17 0,01	4,07 0,08	34,15 0,09	92,75 0,05	174,9 0,7	0,600	0,468	204 4
III1b	23,42 0,01	2,95 0,01	31,14 0,08	89,03 0,17	175,3 0,6	0,552	0,413	217 2
III1c	22,79 0,01	3,35 0,03	28,75 0,05	89,93 0,04	177,5 0,7	0,489	0,428	96 2
II5a	23,39 0,01	3,61 0,04	32,73 0,07	86,52 0,25	140,6 0,5	0,579	0,420	198 2
II5b	22,93 0,01	4,04 0,02	29,79 0,18	88,04 0,14	142,7 0,6	0,511	0,440	90 4
II5c	22,74 0,01	3,86 0,02	32,78 0,07	85,49 0,05	139,6 0,4	0,553	0,419	166 2
II4a	23,13 0,01	4,31 0,01	34,19 0,05	91,23 0,02	139,1 0,4	0,599	0,468	161 1
II4b	23,36 0,01	3,41 0,01	32,01 0,04	88,18 0,14	142,4 0,5	0,565	0,422	181 2
II4c	22,90 0,01	3,78 0,03	29,48 0,06	88,25 0,07	142,8 0,6	0,505	0,433	91 1
II3a	23,18 0,01	3,73 0,04	34,26 0,08	90,86 0,09	142,5 0,5	0,603	0,447	196 1
II3b	23,38 0,01	3,39 0,03	31,86 0,05	88,46 0,03	142,4 0,5	0,563	0,423	178 1
II3c	22,84 0,01	4,54 0,01	29,21 0,05	89,51 0,05	143,6 0,5	0,498	0,463	45 1
II2a	23,20 0,01	3,42 0,01	34,13 0,06	91,23 0,03	141,8 0,7	0,601	0,440	203 2
II2b	23,41 0,01	3,58 0,04	31,29 0,07	88,24 0,07	141,5 0,5	0,554	0,428	159 2
II2c	22,83 0,01	3,80 0,07	29,12 0,06	88,82 0,03	143,6 0,5	0,497	0,436	77 2
II1a	23,42 0,01	3,18 0,02	31,23 0,00	88,56 0,05	141,9 0,5	0,553	0,417	172 1
II1b	22,79 0,01	3,33 0,02	28,64 0,07	89,10 0,06	141,3 0,4	0,487	0,423	80 1
II1c	22,53 0,01	3,12 0,06	29,97 0,04	89,29 0,05	140,5 0,5	0,502	0,418	105 2
I5a	23,13 0,01	2,68 0,00	34,45 0,03	84,53 0,03	107,6 0,4	0,607	0,388	209 1
I5b	23,47 0,01	4,81 0,04	37,28 0,07	82,94 0,04	107,1 0,5	0,669	0,442	216 1
I5c	23,36 0,01	4,66 0,04	32,48 0,06	87,14 0,03	105,6 0,5	0,574	0,456	110 1
I4a	23,18 0,01	3,85 0,01	34,25 0,07	89,24 0,10	108,7 0,5	0,602	0,443	153 1
I4b	23,35 0,01	3,49 0,03	32,14 0,06	86,16 0,08	106,8 0,3	0,568	0,415	145 1
I4c	22,88 0,01	3,45 0,01	29,35 0,09	87,02 0,13	108,8 0,6	0,502	0,417	83 2
I3a	23,19 0,01	3,33 0,04	34,32 0,07	89,22 0,05	108,3 0,4	0,604	0,427	170 2
I3b	23,42 0,01	2,94 0,01	31,48 0,06	86,47 0,05	107,8 0,7	0,558	0,400	151 2
I3c	22,86 0,01	4,19 0,03	29,29 0,04	87,91 0,06	108,2 0,4	0,500	0,444	54 1
I2a	23,21 0,01	2,81 0,01	34,09 0,11	88,99 0,13	107,1 0,4	0,600	0,411	181 2
I2b	23,42 0,01	3,50 0,03	31,42 0,03	87,06 0,06	107,2 0,4	0,557	0,419	131 1
I2c	22,82 0,01	2,82 0,02	28,76 0,05	87,29 0,11	109,7 0,5	0,490	0,400	88 1
I1a	23,44 0,01	3,19 0,07	31,31 0,09	87,49 0,07	107,1 0,5	0,555	0,412	136 4
I1b	22,80 0,01	3,09 0,01	28,76 0,05	87,85 0,05	108,9 0,5	0,490	0,410	77 1
I1c	22,54 0,01	3,14 0,04	30,05 0,07	87,26 0,05	107,7 0,6	0,503	0,409	90 2

Tabulka 13 a 14: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla na vnější straně výměníku (dle kapitoly 3.3.2.3)

SiC kód	$\rho'_2$ kg·m <sup>-3</sup>	$c'_{p2}$ J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\eta'_2 \cdot 10^5$ kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\lambda'_2$ W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\beta'_2$ K <sup>-1</sup>	Pr <sub>3</sub>	Gr <sub>3</sub>	Nu <sub>3</sub>	$\alpha_3$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
III4a	1,183	1 003,4	1,619	0,025 9	0,003 38	0,626	7 118 723	24,8	2,99
III4b	1,187	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	7 383 270	25,0	3,02
III4c	1,188	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	9 342 198	26,5	3,21
III3a	1,183	1 003,4	1,619	0,025 9	0,003 38	0,626	7 650 195	25,3	3,05
III3b	1,187	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	9 130 863	26,4	3,19
III3c	1,189	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	9 580 062	26,7	3,23
III2a	1,195	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	9 130 981	26,4	3,19
III2b	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 384 054	26,6	3,21
III2c	1,206	1 003,2	1,623	0,025 9	0,003 38	0,629	9 402 992	26,6	3,21
III1a	1,189	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	9 009 655	26,3	3,18
III1b	1,195	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	9 129 999	26,4	3,19
III1c	1,200	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	9 528 795	26,7	3,22
II4a	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 398 806	26,6	3,21
II4b	1,207	1 003,2	1,623	0,025 9	0,003 39	0,629	8 838 237	26,2	3,16
II4c	1,206	1 003,3	1,621	0,025 9	0,003 38	0,628	9 420 478	26,6	3,21
II3a	1,194	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 878 007	26,2	3,16
II3b	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 583 551	26,7	3,23
II3c	1,206	1 003,2	1,623	0,025 9	0,003 38	0,629	9 204 862	26,5	3,19
II2a	1,195	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 918 573	26,3	3,17
II2b	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 356 293	26,6	3,21
II2c	1,206	1 003,2	1,623	0,025 9	0,003 38	0,629	9 332 970	26,6	3,20
II1a	1,195	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	9 238 295	26,5	3,19
II1b	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,626	9 387 423	26,6	3,21
II1c	1,205	1 003,3	1,621	0,025 9	0,003 38	0,628	9 309 059	26,6	3,20
I4a	1,184	1 003,4	1,619	0,025 9	0,003 38	0,626	7 345 347	25,0	3,02
I4b	1,187	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	7 489 051	25,1	3,03
I4c	1,188	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	9 586 765	26,7	3,23
I3a	1,188	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	9 577 051	26,7	3,23
I3b	1,194	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	9 205 624	26,5	3,19
I3c	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 583 749	26,7	3,23
I2a	1,195	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 990 212	26,3	3,17
I2b	1,200	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 628 564	26,7	3,23
I2c	1,205	1 003,3	1,622	0,025 9	0,003 38	0,628	9 325 190	26,6	3,20
I1a	1,205	1 003,3	1,622	0,025 9	0,003 38	0,628	9 133 181	26,4	3,18
I1b	1,195	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	9 283 076	26,5	3,20
I1c	1,200	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	9 529 824	26,7	3,22

sklo kód	$\rho'_2$ kg·m <sup>-3</sup>	$c'_{p2}$ J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\eta'_2 \cdot 10^5$ kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\lambda'_2$ W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\beta'_2$ K <sup>-1</sup>	Pr <sub>3</sub>	Gr <sub>3</sub>	Nu <sub>3</sub>	$\alpha_3$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
III5a	1,188	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 38	0,626	8 785 368	26,2	3,16
III5b	1,190	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	8 157 594	25,7	3,10
III5c	1,199	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 334 396	25,8	3,12
III4a	1,182	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,626	8 296 648	25,8	3,11
III4b	1,189	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,624	9 196 507	26,4	3,19
III4c	1,194	1 003,4	1,619	0,025 9	0,003 38	0,626	8 089 071	25,6	3,09
III3a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 644 751	26,0	3,14
III3b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 219 740	26,5	3,20
III3c	1,204	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 375 857	25,9	3,12
III2a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 910 874	26,2	3,17
III2b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 888 820	26,2	3,17
III2c	1,204	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 933 109	26,3	3,17
III1a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 536 172	26,0	3,13
III1b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 247 729	26,5	3,20
III1c	1,204	1 003,3	1,621	0,025 9	0,003 38	0,627	8 837 529	26,2	3,16
II5a	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 929 018	26,2	3,17
II5b	1,204	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 589 242	26,0	3,14
II5c	1,212	1 003,3	1,621	0,025 9	0,003 38	0,627	8 689 890	26,1	3,15
II4a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 38	0,626	8 410 785	25,9	3,12
II4b	1,199	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 012 921	26,3	3,18
II4c	1,204	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 694 730	26,1	3,15
II3a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 698 689	26,1	3,15
II3b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 027 570	26,3	3,18
II3c	1,204	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 320 932	25,8	3,11
II2a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 839 677	26,2	3,16
II2b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 957 207	26,3	3,17
II2c	1,204	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 656 351	26,1	3,14
II1a	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 140 415	26,4	3,19
II1b	1,204	1 003,3	1,621	0,025 9	0,003 38	0,627	8 846 056	26,2	3,16
II1c	1,206	1 003,3	1,622	0,025 9	0,003 38	0,628	8 847 768	26,2	3,16
I5a	1,188	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 38	0,626	9 051 729	26,3	3,18
I5b	1,190	1 003,5	1,617	0,026 0	0,003 37	0,625	8 295 825	25,8	3,11
I5c	1,199	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 441 881	25,9	3,13
I4a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 638 824	26,0	3,14
I4b	1,199	1 003,4	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 974 315	26,3	3,17
I4c	1,204	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 836 427	26,2	3,16
I3a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	8 878 537	26,2	3,16
I3b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 249 419	26,5	3,20
I3c	1,204	1 003,4	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 488 394	25,9	3,13
I2a	1,193	1 003,4	1,619	0,026 0	0,003 37	0,626	9 115 146	26,4	3,19
I2b	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	8 997 387	26,3	3,18
I2c	1,204	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	9 089 733	26,4	3,18
I1a	1,199	1 003,5	1,618	0,026 0	0,003 37	0,625	9 147 549	26,4	3,19
I1b	1,204	1 003,3	1,620	0,025 9	0,003 38	0,627	8 960 251	26,3	3,17
I1c	1,206	1 003,3	1,622	0,025 9	0,003 38	0,628	8 841 391	26,2	3,16

Tabulka 15 a 16: Tlak, střední tepelná kapacita vlhkého vzduchu, tepelný tok kondenzační, ztrátový a celkový vypočtený z dat o vzduchu a součinitel prostupu tepla opláštěním a teplosměnnou plochou celkový a samostatný pro nekondenzující vzduch (dle kapitoly 3.3.2)

SiC kód	$p$ Pa	$c_{p2}$ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$\dot{Q}_v$ W	$k_p$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$\dot{Q}_{ztr.}$ W	$\dot{Q}_2$ W	$k_v$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$k_2$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
III4a	100 620	1 006,7	986 4	2,64	42	1 096 6	26,0 0,2	27,7 0,2
III4b	100 970	1 006,7	1 032 4	2,66	43	1 166 5	26,7 0,1	28,9 0,1
III4c	101 211	1 006,5	1 269 5	2,77	57	1 675 6	24,6 0,1	31,1 0,2
III3a	100 600	1 006,7	1 064 6	2,67	46	1 296 8	24,8 0,1	28,9 0,2
III3b	100 990	1 006,2	1 278 6	2,76	56	1 629 9	24,8 0,1	30,2 0,2
III3c	101 210	1 006,4	1 294 4	2,78	59	1 711 5	24,3 0,1	30,7 0,1
III2a	101 540	1 006,1	1 237 6	2,76	55	1 575 7	23,6 0,2	28,7 0,2
III2b	102 118	1 005,7	1 246 5	2,78	57	1 505 6	23,7 0,1	27,4 0,2
III2c	102 304	1 005,0	1 269 5	2,79	56	1 460 6	24,5 0,1	27,0 0,1
III1a	101 200	1 006,5	1 211 4	2,75	55	1 555 6	21,7 0,1	26,6 0,1
III1b	101 544	1 006,0	1 248 5	2,76	55	1 576 6	22,0 0,1	26,6 0,1
III1c	102 120	1 005,6	1 269 5	2,79	58	1 532 6	21,9 0,2	25,3 0,2
II4a	102 120	1 005,8	1 050 4	2,75	56	1 298 7	20,9 0,1	24,5 0,2
II4b	102 330	1 005,0	974 4	2,73	52	1 082 5	20,9 0,1	22,0 0,1
II4c	102 383	1 005,3	1 046 6	2,75	56	1 263 9	20,7 0,1	23,8 0,2
II3a	101 520	1 006,2	1 003 5	2,72	53	1 270 7	20,4 0,1	24,6 0,1
II3b	102 120	1 005,7	1 066 5	2,76	57	1 326 7	20,2 0,1	23,8 0,1
II3c	102 310	1 005,0	1 016 5	2,75	54	1 161 8	20,7 0,1	22,4 0,1
II2a	101 540	1 006,1	1 010 4	2,72	53	1 280 5	20,0 0,1	24,1 0,1
II2b	102 110	1 005,7	1 030 4	2,75	56	1 254 6	19,7 0,1	22,8 0,1
II2c	102 310	1 005,0	1 030 5	2,75	55	1 190 6	20,0 0,1	21,9 0,1
II1a	101 557	1 006,0	1 024 3	2,73	55	1 306 4	18,1 0,1	21,9 0,1
II1b	102 110	1 005,6	1 032 3	2,75	56	1 251 4	18,2 0,1	20,9 0,1
II1c	102 290	1 005,1	1 038 4	2,75	55	1 216 5	18,3 0,1	20,4 0,1
I4a	100 660	1 006,6	620 2	2,55	42	734 3	15,3 0,1	16,9 0,1
I4b	100 950	1 006,6	643 2	2,57	43	763 3	15,8 0,1	17,5 0,1
I4c	101 210	1 006,4	796 4	2,66	56	1 091 5	14,4 0,1	18,4 0,1
I3a	101 190	1 006,4	788 4	2,66	56	1 079 7	14,3 0,1	18,3 0,1
I3b	101 520	1 006,1	781 7	2,66	54	1 027 9	15,5 0,3	19,1 0,3
I3c	102 120	1 005,7	786 3	2,68	56	998 3	14,8 0,1	17,5 0,1
I2a	101 540	1 006,1	753 4	2,64	52	981 5	14,6 0,1	17,8 0,1
I2b	102 120	1 005,7	781 4	2,68	56	991 5	14,4 0,1	17,0 0,1
I2c	102 300	1 005,1	774 3	2,67	54	925 4	14,7 0,1	16,5 0,1
I1a	102 300	1 005,2	757 3	2,67	52	896 3	14,0 0,1	15,5 0,1
I1b	101 550	1 006,0	778 3	2,66	54	1 020 4	13,7 0,1	16,8 0,1
I1c	102 120	1 005,7	780 4	2,68	55	980 6	13,8 0,1	16,2 0,1

sklo kód	$p$ Pa	$c_{p2}$ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$\dot{Q}_v$ W	$k_p$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$\dot{Q}_{ztr}$ W	$\dot{Q}_2$ W	$k_v$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$k_2$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
III5a	101 040	1 006,3	1 264 6	2,75	53	1 600	9 21,5 0,1	26,1 0,1
III5b	101 320	1 007,0	1 159 4	2,70	49	1 493	5 21,0 0,1	25,9 0,1
III5c	102 080	1 006,2	1 164 4	2,73	49	1 365	7 21,1 0,1	23,8 0,1
III4a	100 612	1 006,7	1 183 5	2,71	50	1 522	7 20,7 0,1	25,5 0,1
III4b	101 300	1 006,7	1 304 6	2,76	56	1 762	8 20,2 0,1	26,2 0,1
III4c	101 510	1 006,4	1 168 3	2,71	48	1 387	7 21,3 0,1	24,3 0,1
III3a	101 520	1 006,3	1 225 6	2,74	52	1 510	7 20,6 0,2	24,4 0,2
III3b	102 100	1 005,9	1 278 7	2,78	55	1 565	9 20,5 0,1	24,1 0,1
III3c	102 300	1 005,5	1 171 3	2,74	49	1 279	5 21,0 0,1	22,0 0,1
III2a	101 510	1 006,3	1 266 6	2,76	54	1 585	11 20,2 0,1	24,3 0,2
III2b	102 100	1 006,0	1 244 5	2,76	53	1 480	6 20,3 0,1	23,2 0,1
III2c	102 310	1 005,4	1 261 4	2,77	53	1 432	5 20,5 0,1	22,3 0,1
III1a	101 510	1 006,3	1 207 7	2,74	51	1 462	11 20,1 0,1	23,4 0,2
III1b	102 120	1 005,9	1 296 5	2,78	56	1 569	6 20,1 0,1	23,4 0,2
III1c	102 290	1 005,3	1 245 5	2,77	53	1 394	6 20,3 0,1	21,8 0,1
II5a	102 070	1 006,1	1 004 5	2,72	53	1 255	5 16,8 0,2	20,0 0,2
II5b	102 320	1 005,6	973 5	2,71	50	1 114	6 17,3 0,1	18,8 0,1
II5c	102 930	1 005,9	951 3	2,71	50	1 167	5 16,7 0,1	19,4 0,1
II4a	101 500	1 006,3	945 3	2,69	50	1 156	3 16,8 0,0	19,5 0,1
II4b	102 090	1 006,0	1 026 4	2,73	53	1 261	4 17,0 0,1	19,9 0,1
II4c	102 320	1 005,5	985 3	2,72	51	1 127	4 17,2 0,1	18,7 0,1
II3a	101 520	1 006,3	1 002 3	2,71	52	1 250	4 17,1 0,1	20,3 0,1
II3b	102 090	1 006,0	1 027 4	2,74	54	1 259	5 17,1 0,1	19,9 0,1
II3c	102 300	1 005,5	948 3	2,70	48	1 042	3 17,3 0,1	18,0 0,1
II2a	101 510	1 006,3	1 013 5	2,72	53	1 268	7 16,5 0,1	19,7 0,1
II2b	102 100	1 005,9	1 013 5	2,73	53	1 225	7 16,5 0,1	18,9 0,1
II2c	102 310	1 005,5	986 6	2,72	51	1 114	8 16,6 0,1	17,9 0,1
II1a	102 100	1 005,9	1 037 4	2,74	54	1 263	4 16,5 0,1	19,1 0,1
II1b	102 280	1 005,3	992 3	2,73	52	1 125	3 16,4 0,1	17,7 0,1
II1c	102 370	1 005,4	984 5	2,72	52	1 140	7 16,7 0,1	18,4 0,2
I5a	101 010	1 006,2	795 3	2,66	53	1 057	4 12,9 0,0	16,1 0,1
I5b	101 300	1 007,0	722 4	2,61	48	986	5 12,6 0,1	16,2 0,1
I5c	102 076	1 006,2	713 4	2,63	48	871	5 12,8 0,1	14,7 0,1
I4a	101 520	1 006,3	758 3	2,64	50	961	3 12,9 0,1	15,4 0,1
I4b	102 090	1 006,0	766 2	2,66	52	963	3 12,7 0,1	14,9 0,1
I4c	102 320	1 005,5	763 4	2,66	51	896	5 13,0 0,1	14,3 0,1
I3a	101 510	1 006,3	777 3	2,65	52	998	4 12,9 0,1	15,5 0,1
I3b	102 100	1 005,9	797 5	2,68	54	1 002	7 12,9 0,1	15,2 0,1
I3c	102 316	1 005,5	729 3	2,64	48	831	4 12,9 0,1	13,8 0,1
I2a	101 500	1 006,2	789 3	2,66	53	1 023	4 12,5 0,0	15,2 0,1
I2b	102 100	1 006,0	771 3	2,66	52	954	3 12,6 0,0	14,6 0,1
I2c	102 290	1 005,3	792 4	2,68	52	932	4 12,9 0,1	14,2 0,1
I1a	102 120	1 005,9	783 4	2,67	53	972	8 12,8 0,1	14,9 0,1
I1b	102 290	1 005,3	774 3	2,67	52	903	3 12,9 0,0	14,1 0,1
I1c	102 370	1 005,4	754 3	2,66	50	895	4 12,6 0,1	14,1 0,1

Tabulka 17 a 18: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla pro vzduch (dle kapitoly 3.3.3.2)

SiC kód	$\rho_2$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\eta_2 \cdot 10^5$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$	$\eta_{w2} \cdot 10^5$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$	$\lambda_2$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\beta_2$ $\text{K}^{-1}$	$u_2$ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{Re}_2$	$\text{Pr}_2$	$\alpha_2$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	$\alpha_{2\text{kor}}$
III4a	1,217	1,657	1,698	0,025 3	0,003 47	2,18	1 210	0,659	21,4	21,0
III4b	1,221	1,657	1,700	0,025 3	0,003 47	2,20	1 228	0,660	21,5	21,1
III4c	1,232	1,666	1,721	0,025 1	0,003 49	2,13	1 191	0,667	21,2	19,6
III3a	1,219	1,659	1,705	0,025 3	0,003 48	2,18	1 212	0,662	21,4	20,5
III3b	1,230	1,666	1,720	0,025 1	0,003 50	2,19	1 224	0,667	21,4	20,0
III3c	1,233	1,667	1,724	0,025 1	0,003 50	2,12	1 184	0,668	21,1	19,5
III2a	1,237	1,667	1,721	0,025 1	0,003 50	2,14	1 199	0,668	21,2	19,9
III2b	1,243	1,666	1,721	0,025 1	0,003 50	2,10	1 188	0,667	21,2	20,2
III2c	1,250	1,670	1,724	0,025 1	0,003 51	2,15	1 214	0,670	21,3	20,7
III1a	1,231	1,664	1,719	0,025 2	0,003 49	2,11	1 180	0,666	21,1	19,8
III1b	1,237	1,667	1,722	0,025 1	0,003 50	2,16	1 210	0,668	21,3	20,0
III1c	1,244	1,667	1,724	0,025 1	0,003 50	2,11	1 191	0,668	21,2	20,2
II4a	1,243	1,666	1,720	0,025 1	0,003 50	1,77	999	0,667	19,6	18,7
II4b	1,248	1,668	1,718	0,025 1	0,003 50	1,76	994	0,668	19,5	19,3
II4c	1,249	1,669	1,723	0,025 1	0,003 50	1,77	1 000	0,669	19,6	18,8
II3a	1,236	1,666	1,718	0,025 1	0,003 49	1,78	1 000	0,667	19,6	18,6
II3b	1,244	1,667	1,723	0,025 1	0,003 50	1,76	994	0,667	19,5	18,6
II3c	1,249	1,669	1,722	0,025 1	0,003 50	1,76	994	0,669	19,5	19,1
II2a	1,236	1,666	1,719	0,025 1	0,003 50	1,79	1 002	0,667	19,6	18,6
II2b	1,243	1,666	1,721	0,025 1	0,003 50	1,74	984	0,667	19,4	18,6
II2c	1,249	1,670	1,724	0,025 1	0,003 51	1,76	993	0,670	19,5	19,0
II1a	1,238	1,668	1,724	0,025 1	0,003 50	1,75	981	0,668	19,4	18,3
II1b	1,244	1,666	1,722	0,025 1	0,003 50	1,74	983	0,667	19,4	18,6
II1c	1,248	1,669	1,724	0,025 1	0,003 50	1,77	1 003	0,668	19,6	19,0
I4a	1,218	1,658	1,702	0,025 3	0,003 47	1,33	737	0,660	16,3	15,9
I4b	1,221	1,658	1,702	0,025 3	0,003 47	1,35	754	0,660	16,5	16,2
I4c	1,233	1,667	1,725	0,025 1	0,003 50	1,30	728	0,668	16,1	15,0
I3a	1,233	1,667	1,725	0,025 1	0,003 50	1,29	721	0,668	16,0	14,9
I3b	1,237	1,667	1,721	0,025 1	0,003 50	1,34	750	0,668	16,4	15,5
I3c	1,244	1,667	1,723	0,025 1	0,003 50	1,30	733	0,667	16,2	15,4
I2a	1,237	1,666	1,720	0,025 1	0,003 50	1,32	741	0,667	16,3	15,5
I2b	1,244	1,667	1,724	0,025 1	0,003 50	1,28	725	0,668	16,0	15,3
I2c	1,249	1,669	1,724	0,025 1	0,003 50	1,32	746	0,669	16,4	15,9
I1a	1,248	1,668	1,723	0,025 1	0,003 50	1,32	746	0,668	16,4	16,0
I1b	1,238	1,668	1,724	0,025 1	0,003 50	1,32	741	0,668	16,3	15,4
I1c	1,245	1,667	1,724	0,025 1	0,003 50	1,30	732	0,668	16,2	15,5



sklo kód	$\rho_2$ kg·m <sup>-3</sup>	$\eta_2 \cdot 10^5$ kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\eta_{w2} \cdot 10^5$ kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\lambda_2$ W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\beta_2$ K <sup>-1</sup>	$u_2$ m·s <sup>-1</sup>	Re <sub>2</sub>	Pr <sub>2</sub>	$\alpha_2$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\alpha_{2kor}$
III5a	1,229	1,665	1,721	0,025 2	0,003 49	2,26	1 261	0,666	21,6	20,3
III5b	1,227	1,659	1,711	0,025 2	0,003 48	2,24	1 253	0,662	21,6	20,3
III5c	1,238	1,661	1,713	0,025 2	0,003 48	2,22	1 252	0,662	21,6	20,9
III4a	1,221	1,662	1,716	0,025 2	0,003 48	2,23	1 240	0,664	21,5	20,2
III4b	1,232	1,665	1,724	0,025 2	0,003 49	2,23	1 246	0,666	21,5	19,7
III4c	1,231	1,661	1,712	0,025 2	0,003 48	2,28	1 280	0,663	21,7	20,9
III3a	1,234	1,663	1,719	0,025 2	0,003 49	2,24	1 254	0,665	21,6	20,5
III3b	1,242	1,665	1,723	0,025 2	0,003 49	2,20	1 239	0,666	21,5	20,4
III3c	1,243	1,663	1,715	0,025 2	0,003 49	2,23	1 260	0,664	21,6	21,4
III2a	1,235	1,665	1,722	0,025 2	0,003 49	2,24	1 256	0,666	21,6	20,3
III2b	1,240	1,663	1,720	0,025 2	0,003 49	2,22	1 253	0,664	21,6	20,7
III2c	1,245	1,666	1,722	0,025 1	0,003 49	2,25	1 270	0,666	21,7	21,1
III1a	1,233	1,663	1,717	0,025 2	0,003 49	2,23	1 251	0,664	21,6	20,6
III1b	1,242	1,665	1,723	0,025 2	0,003 49	2,22	1 253	0,666	21,6	20,6
III1c	1,245	1,665	1,721	0,025 1	0,003 49	2,24	1 268	0,666	21,7	21,2
II5a	1,240	1,663	1,720	0,025 2	0,003 49	1,78	1 006	0,665	19,6	18,7
II5b	1,243	1,663	1,717	0,025 2	0,003 49	1,81	1 020	0,664	19,8	19,4
II5c	1,252	1,664	1,718	0,025 2	0,003 49	1,75	998	0,665	19,6	18,8
II4a	1,232	1,662	1,716	0,025 2	0,003 49	1,78	995	0,664	19,5	18,8
II4b	1,241	1,664	1,721	0,025 2	0,003 49	1,81	1 018	0,665	19,8	18,9
II4c	1,244	1,664	1,718	0,025 2	0,003 49	1,81	1 020	0,665	19,8	19,4
II3a	1,234	1,664	1,719	0,025 2	0,003 49	1,82	1 019	0,665	19,8	18,9
II3b	1,241	1,664	1,721	0,025 2	0,003 49	1,81	1 018	0,665	19,8	18,9
II3c	1,242	1,663	1,715	0,025 2	0,003 49	1,82	1 027	0,664	19,9	19,7
II2a	1,234	1,664	1,721	0,025 2	0,003 49	1,81	1 013	0,665	19,7	18,8
II2b	1,241	1,663	1,721	0,025 2	0,003 49	1,79	1 012	0,665	19,7	19,0
II2c	1,244	1,664	1,719	0,025 2	0,003 49	1,82	1 026	0,665	19,9	19,5
II1a	1,242	1,664	1,722	0,025 2	0,003 49	1,80	1 014	0,665	19,7	18,9
II1b	1,245	1,665	1,721	0,025 1	0,003 49	1,79	1 009	0,666	19,7	19,3
II1c	1,247	1,666	1,721	0,025 1	0,003 50	1,77	1 003	0,667	19,6	19,1
I5a	1,230	1,666	1,725	0,025 1	0,003 50	1,38	768	0,667	16,7	15,7
I5b	1,228	1,660	1,714	0,025 2	0,003 48	1,37	767	0,663	16,7	15,7
I5c	1,238	1,661	1,714	0,025 2	0,003 48	1,34	756	0,663	16,5	16,0
I4a	1,234	1,663	1,719	0,025 2	0,003 49	1,39	777	0,665	16,8	16,1
I4b	1,241	1,664	1,721	0,025 2	0,003 49	1,35	764	0,665	16,6	16,0
I4c	1,245	1,665	1,721	0,025 2	0,003 49	1,38	778	0,666	16,8	16,5
I3a	1,235	1,664	1,722	0,025 2	0,003 49	1,38	774	0,666	16,8	16,0
I3b	1,242	1,665	1,724	0,025 2	0,003 49	1,37	770	0,666	16,7	16,0
I3c	1,243	1,663	1,717	0,025 2	0,003 49	1,37	774	0,664	16,8	16,5
I2a	1,236	1,666	1,725	0,025 1	0,003 49	1,36	765	0,667	16,6	15,8
I2b	1,241	1,664	1,721	0,025 2	0,003 49	1,36	767	0,665	16,7	16,1
I2c	1,246	1,667	1,724	0,025 1	0,003 50	1,39	783	0,667	16,9	16,5
I1a	1,242	1,664	1,722	0,025 2	0,003 49	1,36	766	0,665	16,7	16,0
I1b	1,245	1,666	1,722	0,025 1	0,003 50	1,38	777	0,666	16,8	16,5
I1c	1,247	1,666	1,722	0,025 1	0,003 50	1,36	769	0,667	16,7	16,3

Tabulka 19 a 20: Dílčí výsledky výpočtu a vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla pro kapalinu a hodnota teoretického součinitele prostupu tepla (dle kapitol 3.3.3.2 a 3.3.3.3)

SiC kód	$\rho_1$ kg·m <sup>-3</sup>	$\eta_1$ kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\lambda_1$ W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\beta_1 \cdot 10^4$ K <sup>-1</sup>	$u_1$ m·s <sup>-1</sup>	Re <sub>1</sub>	Pr <sub>1</sub>	Nu <sub>1</sub>	$\alpha_1$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	$k_{\text{teor}}$ W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
III4a	1 048,4	0,013 0	0,332	8,97	2,84	2 526	136	18,5	558	22,5
III4b	1 048,7	0,013 2	0,331	8,96	2,84	2 477	139	18,5	558	22,5
III4c	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	2,86	1 913	183	18,6	555	21,0
III3a	1 049,7	0,014 2	0,331	8,96	2,27	1 846	149	17,1	513	21,8
III3b	1 052,8	0,017 3	0,328	8,93	2,32	1 554	182	17,2	514	21,4
III3c	1 053,5	0,017 9	0,327	8,92	2,33	1 506	189	17,3	514	20,8
III2a	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	1,29	859	184	13,9	414	21,0
III2b	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	1,30	866	183	13,9	414	21,3
III2c	1 053,7	0,018 1	0,327	8,92	1,28	820	191	13,8	412	21,8
III1a	1 052,5	0,017 0	0,328	8,93	0,37	250	179	8,6	258	20,2
III1b	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	0,35	234	186	8,5	254	20,4
III1c	1 053,5	0,017 9	0,327	8,92	0,35	228	189	8,5	253	20,6
II4a	1 052,8	0,017 2	0,328	8,93	2,85	1 920	182	18,6	555	20,1
II4b	1 052,4	0,016 8	0,328	8,93	2,84	1 955	177	18,6	554	20,7
II4c	1 053,4	0,017 8	0,327	8,92	2,85	1 857	188	18,6	554	20,2
II3a	1 052,3	0,016 7	0,328	8,93	2,32	1 602	176	17,2	514	19,9
II3b	1 053,3	0,017 7	0,327	8,92	2,32	1 519	187	17,3	514	19,9
II3c	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	2,32	1 524	186	17,3	514	20,4
II2a	1 052,5	0,016 9	0,328	8,93	1,30	891	178	13,9	415	19,7
II2b	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	1,29	867	183	13,9	414	19,7
II2c	1 053,6	0,018 0	0,327	8,92	1,28	825	190	13,8	412	20,1
II1a	1 053,5	0,017 9	0,327	8,92	0,35	229	189	8,5	254	18,8
II1b	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	0,35	233	186	8,5	254	19,1
II1c	1 053,6	0,018 0	0,327	8,92	0,35	225	190	8,5	252	19,4
I4a	1 049,0	0,013 6	0,331	8,96	2,84	2 408	143	18,5	557	17,2
I4b	1 049,1	0,013 7	0,331	8,96	2,85	2 401	144	18,5	558	17,5
I4c	1 053,8	0,018 2	0,327	8,92	2,87	1 835	192	18,7	555	16,2
I3a	1 053,8	0,018 2	0,327	8,92	2,33	1 486	192	17,3	514	16,1
I3b	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	2,32	1 537	184	17,2	514	16,7
I3c	1 053,4	0,017 8	0,327	8,92	2,32	1 505	188	17,3	514	16,6
I2a	1 052,8	0,017 2	0,328	8,93	1,29	871	181	13,9	414	16,5
I2b	1 053,6	0,018 0	0,327	8,92	1,28	823	190	13,8	412	16,4
I2c	1 053,6	0,017 9	0,327	8,92	1,28	824	190	13,8	411	17,0
I1a	1 053,3	0,017 7	0,328	8,92	0,35	231	187	8,5	254	16,6
I1b	1 053,6	0,018 0	0,327	8,92	0,35	225	190	8,5	253	16,0
I1c	1 053,6	0,018 0	0,327	8,92	0,35	225	190	8,5	253	16,1

sklo kód	$\rho_l$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\eta_l$ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$	$\lambda_l$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\beta_l \cdot 10^4$ $\text{K}^{-1}$	$u_l$ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{Re}_l$	$\text{Pr}_l$	$\text{Nu}_l$	$\alpha_l$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	$k_{\text{teor}}$ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
III5a	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	3,41	2 285	182	19,8	591	21,1
III5b	1 051,0	0,015 5	0,329	8,94	3,42	2 551	163	19,8	594	21,1
III5c	1 051,3	0,015 7	0,329	8,94	3,41	2 505	166	19,8	593	21,7
III4a	1 051,9	0,016 3	0,329	8,94	2,73	1 931	172	18,3	546	20,9
III4b	1 053,7	0,018 0	0,327	8,92	2,71	1 739	191	18,3	543	20,5
III4c	1 051,2	0,015 7	0,329	8,94	2,74	2 025	165	18,3	548	21,7
III3a	1 052,5	0,016 9	0,328	8,93	2,34	1 602	179	17,3	517	21,2
III3b	1 053,4	0,017 8	0,327	8,92	2,34	1 521	188	17,3	515	21,1
III3c	1 051,8	0,016 2	0,329	8,94	2,36	1 685	171	17,4	519	22,0
III2a	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	1,40	918	186	14,3	426	20,9
III2b	1 052,7	0,017 1	0,328	8,93	1,41	951	181	14,3	428	21,2
III2c	1 053,2	0,017 6	0,328	8,92	1,40	918	186	14,3	426	21,6
III1a	1 052,2	0,016 7	0,328	8,93	0,38	264	176	8,8	261	20,4
III1b	1 053,4	0,017 8	0,327	8,92	0,38	244	188	8,7	260	20,3
III1c	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	0,38	252	183	8,7	260	20,9
II5a	1 052,7	0,017 1	0,328	8,93	3,42	2 312	181	19,9	592	19,6
II5b	1 052,1	0,016 6	0,329	8,93	3,42	2 386	175	19,8	593	20,2
II5c	1 052,4	0,016 8	0,328	8,93	3,41	2 347	178	19,8	592	19,7
II4a	1 051,9	0,016 4	0,329	8,94	2,73	1 932	172	18,3	547	19,6
II4b	1 052,9	0,017 4	0,328	8,93	2,72	1 818	183	18,3	545	19,7
II4c	1 052,4	0,016 9	0,328	8,93	2,73	1 871	178	18,3	546	20,2
II3a	1 052,6	0,017 0	0,328	8,93	2,35	1 598	179	17,3	517	19,6
II3b	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	2,34	1 564	183	17,3	516	19,7
II3c	1 051,6	0,016 1	0,329	8,94	2,36	1 695	170	17,3	519	20,4
II2a	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	1,40	929	184	14,3	426	19,4
II2b	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	1,40	939	183	14,3	427	19,6
II2c	1 052,6	0,017 0	0,328	8,93	1,40	953	180	14,3	427	20,1
II1a	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	0,38	247	186	8,7	260	18,9
II1b	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	0,38	251	183	8,7	260	19,2
II1c	1 053,0	0,017 5	0,328	8,93	0,38	250	184	8,7	260	19,1
I5a	1 053,7	0,018 1	0,327	8,92	3,41	2 180	191	19,8	590	16,6
I5b	1 051,6	0,016 1	0,329	8,94	3,42	2 458	169	19,8	593	16,6
I5c	1 051,6	0,016 1	0,329	8,94	3,42	2 456	170	19,8	593	16,9
I4a	1 052,5	0,017 0	0,328	8,93	2,72	1 855	179	18,3	545	17,0
I4b	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	2,72	1 813	184	18,3	545	16,8
I4c	1 052,9	0,017 3	0,328	8,93	2,72	1 817	183	18,3	545	17,3
I3a	1 053,1	0,017 5	0,328	8,93	2,33	1 544	185	17,3	515	16,8
I3b	1 053,5	0,017 9	0,327	8,92	2,33	1 509	189	17,3	515	16,9
I3c	1 052,1	0,016 6	0,329	8,93	2,36	1 645	175	17,3	518	17,4
I2a	1 053,8	0,018 1	0,327	8,92	1,39	885	192	14,3	424	16,5
I2b	1 053,0	0,017 4	0,328	8,93	1,40	931	184	14,3	427	16,8
I2c	1 053,7	0,018 0	0,327	8,92	1,39	895	191	14,3	425	17,2
I1a	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	0,38	248	185	8,7	260	16,3
I1b	1 053,2	0,017 6	0,328	8,92	0,38	246	186	8,7	260	16,7
I1c	1 053,2	0,017 6	0,328	8,93	0,37	246	186	8,7	259	16,5